ROK XXI WRZESIEŃ 1948 ZESZYT 9

MECHANIK

MIESIĘCZNIK TECHNICZNY

WYDAWANY POD EGIDĄ CENTRALNEGO ZARZĄDU PRZEMYSŁU METALOWEGO I STOWARZYSZENIA INŻYNIERÓW I TECHNIKÓW MECHANIKÓW POLSKICH

REDAKCJA: WARSZAWA, ULICA DYGASIŃSKIEGO 34. ADMINISTRACJA: WARSZAWA, ULICA MICKIEWICZA 18.

O NALEŻYTĄ ORGANIZACJĘ WSPÓŁZAWODNICTWA PRACY!

Ruch współzawodnictwa indywidualnego, zespołowego i międzyzakładowego, zainicjowany w ubiegłym roku przez świat pracy, ogarnął niemal wszystkie dziedziny naszej wytwórczości i usług technicznych.

Celem współzawodnictwa pracy jest podniesienie wydajności i jakości produkcji do najwyższego, osiągalnego w danych warunkach poziomu, a tym samym zmniejszenie okresu odbudowy zniszczonego wojną kraju.

Powodzenie akcji współzawodnictwa indywidualnego zależy od postawy społecznej pracownika, od stosunku jego do wykonywanej pracy oraz od takich cech charakteru, jak obowiązkowość, sumienność pilność i ambicja.

Współzawodnictwo indywidualne stanowi wprawdzie szlachetny bodziec i rzetelną podnietę dla współtowarzyszy pracy, wykonujących tę samą lub podobną robotę, nie może jednak zastąpić współzawodnictwa zespołowego, albowiem człowiek rzadko pracuje w odosobnieniu.

Zakład wytwórczy wymaga zbiorowego, harmonijnego wysiłku całego zespołu pracowników, którzy w systemie gospodarki uspołecznionej są współwłaścicielami zakładu pracy. Dlatego też koniecznym warunkiem zdrowego i pełnego rozwoju akcji współzawodnictwa jest zrozumienie faktu, iż każdy pracownik ponosi odpowiedzialność za stan i rozwój zakładu wytwórczego.

Osiągnięcie pomyślnych wyników współzawodnictwa zespołowego jest możliwe tylko wówczas, gdy cała załoga produkcyjna posiada czynną, twórczą postawę wobec pracy i jej celu, a kierownictwo i przodownicy potrafią wytworzyć właściwą atmosferę i odpowiedni styl pracy.

Ogół pracowników, biorących udział we współzawodnictwie, powinien posiadać pełną świadomość odpowiedzialności za losy zakładu, w którym pracuje; ponadto powinien zrozumieć, iż podnosząc wydajność i sprawność działania własnej placówki przyczynia się do wzmożenia siły gospodarczej Państwa oraz do podniesienia dobrobytu społeczeństwa.

Współzawodnictwo pracy powinno rozwijać się wszechstronnie, obejmując racjonalizację metod produkcji, ulepszanie narzędzi, maszyn i urządzeń, stosowanych w procesie wytwarzania.

Aby współzawodnictwo dało pożądane wyniki, musi być ujęte we właściwe formy organizacyjne, zapewniające właściwy rytm pracy, który decyduje o wydajności.

Wyniki współzawodnictwa powinny być porównywane z normami czasowymi, ustalonymi w sposób ścisły dla poszczególnych operacyj wytwórczych.

Idea współzawodnictwa pracy, biorąca swój początek z głębokich przemian społeczno-gospodarczych oraz ze wzmagającego się poczucia odpowiedzialności świata pracy za losy kraju, wyda wówczas wspaniałe plony, gdy obejmie pracowników uświadomionych obywatelsko i posiadających odpowiednie przygotowanie zawodowe. Zwiększenie bowiem i wydajności i podniesienie jakości produkcji osiąga się najłatwiej wówczas, gdy bodźcem działania są nie tylko względy materialne, powodujące doraźną poprawę bytu pracownika, lecz przede wszystkim pobudki ideowe oraz szczere umiłowanie wykonywanego zawodu.

Wypływa stąd nieodparty wniosek, że racjonalne współzawodnictwo pracy nie jest — jak mawiają krytycy — wyścigiem mięśni, prowadzonym częstokroć z uszczerbkiem dla zdrowia pracownika, nie jest rabunkowym wyzyskiwaniem narzędzi, maszyn i urządzeń, ale świadomym działaniem, mającym na celu przysporzenie Państwu jak największej ilości niezbędnych wytworów, w jak najkrótszym czasie i po jak najniższej cenie.

Cel ten możemy osiągnąć jedynie przez należyte wychowanie oraz wyszkolenie pracowników: ideowe i zawodowe!

REDAKCJA

Inż. EVŽEN HIRSCHFELD, Praha

WPŁYW NARZĘDZI ZE STOPÓW SPIEKANYCH NA BUDOWĘ OBRABIAREK

I. Obróbka narzędziami ze stopów spiekanych

Niezwykły rozwój materiałów narzędziowych w ostatnich latach spowodował zwiększenie wydajności obrabiarek i warsztatów oraz znaczne oszczędności na narzędziach. Znaczenie stopów spiekanych nie jest jeszcze wszędzie dostatecznie doceniane; wprowadzenie ich spotyka się z szeregiem tak znacznych trudności, że dotąd tylko niewiele zakładów wykorzystało stopy spiekane w należytym stopniu.

Stopy spiekane są materiałem narzędziowym o swoistych własnościach; przy używaniu ich nie wystarczają doświadczenia nabyte podczas obróbki narzędziami ze stali szybkotnącej. Stopy spiekane są wynalazkiem o dużym znaczeniu, polegającym na odstąpieniu od tradycyjnych, dotychczasowych *stali narzędziowych* ku materiałom zupełnie nowym, nie zawierającym żelaza. Wytwarzane są one nie sposobem hutniczym, lecz metodą ceramiczną; racjonalne stosowanie stopów spiekanych wymaga porzucenia starych metod obróbki i przeszkolenia robotników. Stopy spiekane wpływają i na liczne inne składniki procesu wytwórczego, powodują konieczność przeprowadzenia daleko idących zmian w konstrukcji i wykonaniu obrabiarek, w sposobach ich wykorzystania w warsztatach, w organizacji transportu materiału i wiórów.

Wynalezienie stopów spiekanych spowodowało niezwykły postęp w rozwoju materiałów skrawających. Dotychczasowe obrabiarki należy możliwie szybko przystosować do nowych wymagań przez przejście od starych form konstrukcyjnych do form nowych.

Korzyści, jakie dają stopy spiekane mogą być ujęte następująco:

a) Radykalne skrócenie czasu maszynowego obróbki wskutek powiększenia szybkości skrawania (od 300 do 1000%), oraz zmniejszenie czasu potrzebnego na wymianę i ostrzenie narzędzi (o 75%).

b) Obniżenie kosztów narzędzi oraz ich ostrzenia wskutek długotrwałości ostrza (o 30 ÷ 70% w stosunku do stali szybkotnącej).

c) Zmniejszenie zużycia wolframu oraz innych pierwiastków stopowych, gdyż wolfram w stopach spiekanych jest wykorzystany 8 ÷ 10 krotnie lepiej niż w stali szybkotnącej o zawartości 18% W.

d) Polepszenie jakości wyrobów (gładka powierzchnia, dokładny geometryczny kształt), a tym samym zmniejszenie ilości operacyj (może np. odpaść potrzeba szlifowania).

e) Zwiększenie przepustowości warsztatów, nawet przy starszym parku obrabiarkowym; w jednakowym czasie i przy jednakowej ilości obrabiarek osiąga się około 30% więcej wyrobów. Przy użyciu nowych obrabiarek, konstruowanych już dla stopów spiekanych, wydajność warsztatów wzrasta znacznie więcej.

f) Zmniejszenie zużycia energii, przypadającej na określoną ilość wiórów, w stosunku do zużywanej przy obróbce stalą szybkotnącą.

Ze wszystkich wymienionych korzyści jedną z najważniejszych jest zaleta podana w punkcie c).

Trudności z zakupem stali szybkotnącej, w wyniku konieczności obniżenia zużycia stopowych pierwiastków, stawiają warsztat przed szeregiem ciężkich zadań. Mogą być one rozwiązane przede wszystkim przez właściwe i racjonalne rozpowszechnienie stopów spiekanych.

Zmniejszenie cen wyrobów jest w znacznym stopniu możliwe przy zastosowaniu stopów spiekanych (własności od a do c).

Konieczności oszczędzania energii odpowiada punkt f.

Wreszcie stopy spiekane odpowiadają wymaganiom odnośnie podniesienia jakości i dokładności wyrobów (punkt d).

Przeciętne szybkości skrawania i potrzebne moce dla obróbki różnych rodzajów stali są podane w tabl. I.

Z tablicy widoczne jest, że im wyższą wytrzymałość ma obrabiany materiał, tym stosunkowo wyższe jest powiększenie szybkości skrawania spowodowane użyciem narzędzi ze stopów spiekanych. Przy stali St 50.11, powiększenie to wyraża się współczynnikiem 7,5, gdy przy stali St 85 — współczynnikiem 9. Również potrzebna moc jest przy użyciu stopów spiekanych dla materiału St 50.11 — 5,8 razy, dla materiału St 85 — 7,4 razy większa niż przy użyciu stali szybkotnącej; inaczej mówiąc, osiągalne zwiększenie wydajności obróbki jest tym większe, im materiał obrabiany posiada większą wytrzymałość.

Szybkości skrawania przy obróbce stali St 70.11, dla różnych przekrojów wióra za-

TABLICA I

Przeciętne szybkości skrawania i moce potrzebne do obróbki różnych stali narzędziami ze stopów spiekanych (SP) i stali szybkotnącej (SS). (Według danych AWF). Wielkości ustalone dla głębokości wióra $g = 2$ mm, posuwu $p = 0{,}5$ mm/obr.

Materiały skrawane [1])		St 50.11	St 60.11	St 70.11	St 85
Szybkość skrawania m/min	SP	195	162	128	116
	SS	26	21	15	13
Powiększenie szybkości		7,5 razy	7,7 razy	8,6 razy	9 razy
Moc skrawania w kW	SP	7,6	7	6,4	6,3
	SS	1,31	1,15	0,89	0,85
Powiększenie mocy		5,8 razy	6,1 razy	7,2 razy	7,4 razy

1) Odpowiedniki stali wg Polskich Norm PN/H — 84020 są następujące: stali St 50.11 odpowiada stal 035, St 60.11 — 045, St 70.11 — 055, St 85 — 0075.

leżnie od tego czy zwiększenie przekroju osiągamy przez zmianę głębokości skrawania lub zmianę posuwu, były ustalone przez *Rapatza* [1]); wielkości przez niego ustalone dla stali szybkotnącej i stopów spiekanych, przy trwałości ostrza 4 godziny (v_{240}) podajemy w tabl. II.

W tabl. II podane wielkości szybkości skrawania, zarówno dla stopów spiekanych jak i dla stali szybkotnących, wydają się być wysokie, lecz ich wzajemny stosunek jest całkiem właściwy i wykazuje wyraźnie korzyści stosowania stopów spiekanych.

Powiększenie szybkości jest szczególnie duże przy małych posuwach (9,5 krotnie); im charakter pracy zbliża się bardziej do zdzierania, tym jest stosunkowo mniejsze (przy posuwie 1,0 mm już tylko 5,5 krotne). Podobnie przedstawia się sprawa ze zwiększeniem mocy i wówczas okazuje się, że przede wszystkim na tym odcinku obróbki — przy obróbce półzgrubnej i zgrubnej — jest moc obecnych obrabiarek, jak zobaczymy dalej, niewystarczająca.

Z tablicy I jest widoczne, że i przy małym przekroju (1 mm^2), moc potrzebna do obróbki stali, jeśli mają być całkowicie wyzyskane stopy spiekane, waha się w granicach 6,5 do 7,5 kW; obrabiarki średniej wielkości np. o wysokości kłów 200 — 250 mm, budowane do r. 1940, takich mocy zazwyczaj nie posiadają. Przy większych przekrojach wiórów moc odpowiednio wzrasta i wtedy przy obróbce półzgrubnej i zgrubnej będzie niedobór mocy szczególnie widoczny.

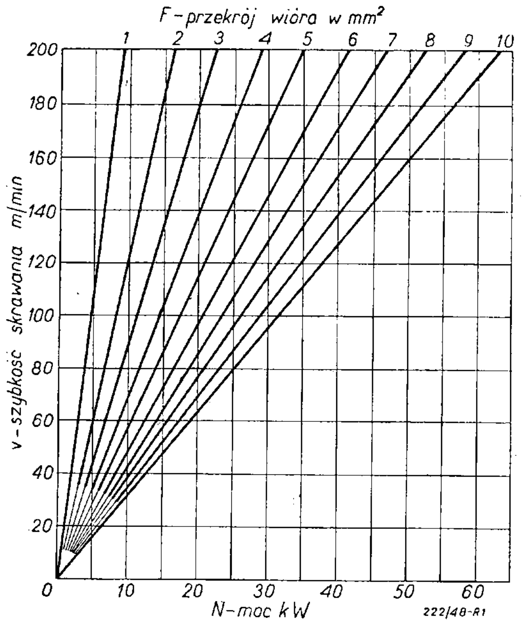
1) *F. Rapatz.* „Die Edelstähle". Springer, 1942.

TABLICA II

Szybkość skrawania v_{240} przy obróbce stali St 70.11 narzędziami ze stopów spiekanych (SP) i stali szybkotnącej (SS) (według *Rapatza*).

Posuw mm/obr	Narzędzie	Szybkość skrawania v_{240} m/min przy głębokości wióra mm:					Stosunkowe powiększenie szybkości
		0,5	1	2	4	8	
0,1	SP	310	300	285			9,5 razy
	SS	32,5	31,5	29,5			
0,16	SP	275	250	240			8,5 razy
	SS	32,5	30	29,5			
0,25	SP	260	225	200	185		7,5 razy
	SS	30,5	29	27,5	25		
0,5	SP		160	143	133	128	6 razy
	SS		27	25	23	20	
1,0	SP			110	101	98	5,5 razy
	SS			20,5	18	16	

Dla otrzymania jaśniejszego obrazu o zmianach wywołanych wprowadzeniem stopów spiekanych, podajemy na rys. 1 zależność między szybkością skrawania, przekrojem wióra i potrzebną mocą.



Rys. 1. Zapotrzebowanie mocy przy toczeniu stali St 70.11.

Wykres jest wykonany dla stali o wytrzymałości R_r 70 kG/mm²; wartości są obliczone ze wzoru:

$$N = \frac{F \, . \, k_s \, . \, v}{60 \, . \, 75 \, . \, 1{,}36 \, . \, \eta} \text{ kW}$$

gdzie F — przekrój wióra w mm²,

v — szybkość skrawania w m/min,

η — całkowity współczynnik sprawności obrabiarki,

k_s — opór właściwy skrawania w kG/mm².

Przy wykonywaniu wykresu uwzględniono zmianę oporu właściwego skrawania w zależności od przekroju wióra; wpływ pozostałych czynników (szybkości skrawania, kształtu wióra i innych) nie został uwzględniony, gdyż w tej dziedzinie istnieje niejednolitość poglądów. Dla naszego celu wystarczy przybliżone określenie potrzebnej mocy. Wykres daje jasny obraz zmian zapotrzebowania mocy, spowodowanych zmianami szybkości skrawania:

przy skrawaniu wióra o przekroju 1 mm² stalą szybkotnącą (v = 20 m/min jest potrzebna moc około 1 kW, przy stopach spiekanych (v=120 m/min) — 5,5 kW;

Przy stosowaniu wióra o przekroju 5 mm² potrzebne moce są dla stali szybkotnącej (v = 18 m/min) 2,5 kW, dla stopów spiekanych (v = 100 m/min) — 17 kW.

Z tego widać, jak znacznie wzrasta moc obrabiarki, potrzebna do skrawania przy użyciu stopów spiekanych.

Dalej będziemy operować pojęciami zdzierania i gładzenia, które nie są ustalone, lecz zmieniają się zależnie od ogólnego charakteru pracy fabryki. To, co w mechanice precyzyjnej jest grubym wiórem, będzie przy produkcji maszyn średniej wielkości — wiórem drobnym. Przyjmując przeciętną produkcję maszyn (obrabiarki średniej wielkości, silniki lotnicze) — możemy ustanowić średnie wielkości, odpowiadające pojęciu zdzierania, gładzenia i półzdzierania, jak podano w tabl. III.

TABLICA III

		Zdzieranie	Półzdzieranie	Gładzenie
Głębokość wióra g mm		> 5	5 — 2	< 2
Posuw p mm		> 0,4	0.4 — 0,2	< 0,2
Przekrój wióra F mm² .		> 2	2 — 0,4	< 0,4
Potrzebna moc *) N_{kW} przy	SP	> 12	12 — 4,2	< 4,2
	SS	> 2	2 — 0,5	< 0,5

*) Obróbka stali St 60.11 stopami spiekanymi S 1.

Według tego swobodnego podziału wiór o przekroju 1 mm² jest wiórem półzdzierania, a o przekroju 5 mm² — wiórem zdzierania. Z tabl. I widzimy, że przy obróbce półzgrubnej (przekrój wióra 1 mm²) narzędziami ze stopów spiekanych materiałów o wytrzymałości 50 — 100 kG/mm², zapotrzebowanie mocy wynosi 6,3÷7,6 kW, a przy zdzieraniu wiórem o przekroju 5 mm² — około 20 kW (patrz rys. 1).

II. Zastosowanie narzędzi ze stopów spiekanych na starych obrabiarkach

Podany przegląd szybkości skrawania i mocy, które występują przy stosowaniu stopów spiekanych, wskazuje, że moce wymagane są duże, a pełne ich wykorzystanie, zwłaszcza przy obróbce półzgrubnej i zgrubnej, nie zawsze może być osiągnięte, gdyż wymaga to nowych, bardziej szybkobieżnych i wydajniejszych obrabiarek.

Wady starych obrabiarek uwydatniają się najbardziej przy zdzieraniu. Jeżeli stosując narzędzia ze stali szybkotnącej, uzyskujemy

na obrabiarce taki przekrój wióra, że wykorzystana jest całkowita moc obrabiarki, wynikająca z silnika lub przekładni pasowej, nie możemy naturalnie osiągnąć większej wydajności przy użyciu stopów spiekanych. Stopy spiekane mogą dać w tym wypadku możliwość osiągnięcia oszczędności kosztów nakładowych (mniejsze koszty narzędzi) i możliwość lepszego wykorzystania pierwiastków stopowych (mniejsze zużycie wolframu). Jeżeli obrabiarka pozwala na dodatkowe zwiększenie szybkości skrawania, mogą być wykorzystane dodatkowo dalsze zalety, jak podwyższenie jakości produkcji i obniżenie zużycia energii.

Powracając do tabl. I i II oraz wykresu (rys. 1), widzimy, że i na starszej tokarce średniej wielkości (np. o wysokości kłów 200 — 250 mm), której moc waha się przeciętnie w granicach od 3 do 5 kW, mogą być stopy spiekane wykorzystane do obróbki wykańczającej, i częściowo półzgrubnej. Dla obróbki zgrubnej zapotrzebowanie mocy byłoby znacznie większe. Praktyka wykazuje, że po dokonaniu małych poprawek na obrabiarkach (ustalenie właściwych luzów w łożyskach wrzeciona), usunięcie martwych ruchów w suportach i saniach, wyregulowanie sprzęgieł, staranne i dostateczne smarowanie i t. p.), można również i stare obrabiarki bez obawy o ich trwałość, wykorzystać do obróbki narzędziami ze stopów spiekanych w bardzo znacznym zakresie. Jeśli powiększymy obroty obrabiarki, przerobimy ją na napęd indywidualny, zwiększymy moc silnika, rozszerzy się wtedy zakres zastosowania starych obrabiarek również i na obróbkę półzgrubną.

Przy należytym pouczeniu kierowniczego personelu technicznego warsztatów i rzemieślników oraz stałym starannym doglądzie, osiągnie się i przy starszych obrabiarkach korzyści wynikające z zastosowania narzędzi ze stopów spiekanych. Dla przeciętnego urządzenia warsztatu (np. w warsztacie znajduje się $^1/_3$ tokarek i rewolwerówek w wieku poniżej 10 lat, $^1/_3$ obrabiarek w wieku od 10 do 20 lat i $^1/_3$ obrabiarek do 30 lat) może być przy należytej organizacji pracy osiągnięte to, że 50 do 60% wszystkich w warsztacie pracujących tokarek i rewolwerówek będzie stale pracować stopami spiekanymi. Jeśli nie będą przy tym stopy spiekane wyzyskane w 100%, lecz jedynie w 60 do 70%, to jednak skrócenie czasu obróbki i korzyści są tak znaczne, że całkowicie opłacą wszystkie wydatki, jak również wysiłek personelu, związany z wprowadzeniem stopów spiekanych w warsztacie.

Na ogół z większymi trudnościami spotyka się wprowadzenie stopów spiekanych na wiertarkach, frezarkach i strugarkach. Wiertła kręte z nakładkami ze stopów spiekanych, do wiercenia długich otworów w stali dotąd jeszcze nie odpowiadają całkowicie wymaganiom. Ilość ciepła, która się przy tym wywiązuje, jest tak znaczna, że zawodzi każdy sposób chłodzenia. Ciecz chłodząca paruje, tworzy się parowa poduszka, a narzędzie nagrzewa się do takiego stopnia, że wytapia się spoiwo, którym przypawana jest płytka ze stopów spiekanych. Jednak przy wierceniu żeliwa, brązu, marmuru, szkła, sztucznych tworzyw i lekkich stopów, zasadniczo o ile nie chodzi o głębokie otwory, stopy spiekane posiadają niezwykłe znaczenie. Również nic nie może zastąpić stopów spiekanych przy wierceniu hartowanych płyt, przedmiotów nawęglanych i hartowanych i t. p. W tej dziedzinie nie wymagają stopy spiekane specjalnie wysokich obrotów tak, że mogą być zastosowane prawie wszystkie starsze obrabiarki, o ile są dostatecznie sztywne i pozwalają na dobre zamocowanie przedmiotu.

W strugarkach mamy na ogół do dyspozycji szybkości skrawania w zakresie 18 do 22 m/min, rzadko tylko 30 — 35 m/min. Te szybkości skrawania są dla narzędzi ze stopów spiekanych niedostateczne.

Poza tym przy stopach spiekanych jest niedopuszczalne tarcie noża po przedmiocie przy powrotnym ruchu stołu, a więc należy zastosować automatyczne odchylanie noża. W niektórych wypadkach, np. przy obróbce twardych odlewów, gdzie nóż ze stali szybkotnącej wykazuje małą trwałość ostrza — stopy spiekane korzystne są również i na tych maszynach.

Na frezarkach użycie stopów spiekanych wymaga specjalnie starannego doglądu i doświadczenia. Frezy z płytkami ze stopów spiekanych są bardzo drogie i mogą być bardzo łatwo uszkodzone. Ich ostrzenie, zwłaszcza głowic frezowych jest bardzo kłopotliwe. Mimo to na starszych obrabiarkach mogą być używane stopy spiekane, zwłaszcza przy frezowaniu odlewów oraz kolorowych i lekkich stopów.

Z tego wynika, że i w warsztatach wyposażonych przeważnie w stare obrabiarki należy stosować narzędzia ze stopów spiekanych. Bierne stanowisko, wyczekujące „aż będzie można sprowadzić nowe obrabiarki" jest nieuzasadnione. Do wprowadzenia stopów spiekanych do warsztatów należy przystąpić natychmiast i to tym spieszniej, że należy się liczyć z przeciętnie długim okresem, nim rzemieślnicy do nich się przyzwyczają i nauczą się z nimi właściwie obchodzić.

III. Rozwój obrabiarek

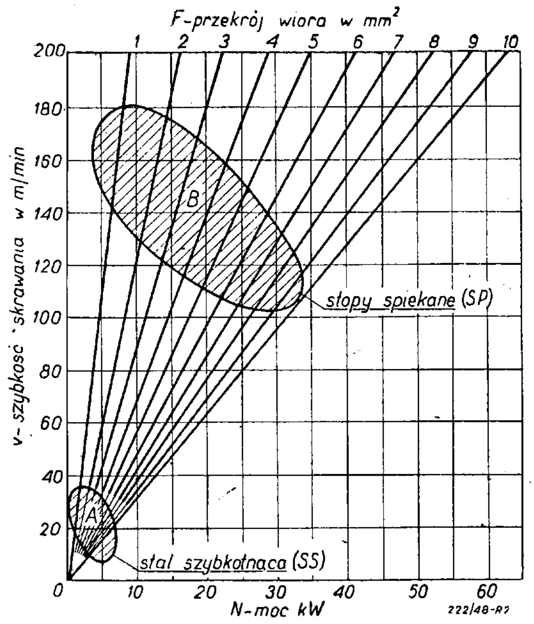
Od ukazania się pierwszych rodzajów stopów spiekanych, które zawierały jedynie twarde węgliki wolframu, upłynęło już ok.

22 lat, od ukazania się stopów spiekanych z wolframowo-tytanowymi węglikami — 17 lat. Praktyczne zastosowanie stopów spiekanych w warsztatach spotkało się z szeregiem trudności i w związku z tym trwało parę lat nim nabyto szerszego doświadczenia; z tego powodu był zatrzymany i rozwój obrabiarek w kierunku przystosowania się do nowych wymagań.

Zjawisko to jest zupełnie normalne; każdy nowy techniczny pomysł musi dojrzeć, zarówno w umyśle swego twórcy, jak i ludzi, którzy go mają sobie przyswoić. Im radykalniejszy jest pomysł, im bardziej odbiega od współczesnej mentalności i praktyki, tym dłuższego potrzeba czasu, aby był uznany, przyjęty, opanowany i wykorzystany. W naszym przypadku możemy mówić o dwóch różnych „zakresach pojęć" pracowników technicznych, jednym dotychczasowym, opartym na doświadczeniach ze stalą szybkotnącą, drugim nowym — utworzonym przez stopy spiekane; wzajemne położenie „zakresów" stosowania stali szybkotnącej i stopów spiekanych przedstawia rys. 2. Zakres szybkości skrawania, posuwów i mocy przy obróbce stalą szybkotnącą znajduje się w polu *A*, jeśli zaś operujemy stopami spiekanymi — w polu *B*. Przejście z pola *A* do *B*, z mocy 5 kW na 20 do 35 kW, potrzebnej przy pracy na obrabiarkach tejże wielkości, nie jest łatwe, jak np. od wozu konnego do samochodu lub od samochodu do samolotu.

Problem konieczności radykalnego przystosowania obrabiarek do nowych potrzeb, wymaganych przez stopy spiekane, dojrzał dopiero w ostatnich latach. Obecnie zjawia się na rynku szereg nowych obrabiarek, w pierwszym rzędzie tokarek i rewolwerówek, które odpowiadają nowym potrzebom.

Zakres zmian będzie widoczny, jeśli porównamy obrabiarki w przybliżeniu tego samego typu i wielkości, wyprodukowane w latach 1920 (rys. 3), 1930 (rys. 4) i 1940 (rys. 5). Na pierwszy rzut oka widać, że w okresie od roku 1920 do 1930 nie nastąpiły zasadnicze zmiany, ani w konstrukcji, ani w mocy obrabiarek (patrz tabl. IV), dopiero w r. 1940 w obrabiarkach przeznaczonych do skrawania stopami spiekanymi (rys. 5), pojawiają się zasadnicze nowe rysy, zarówno w ich całkowitej konstrukcji, jak i w wyglądzie poszczególnych zespołów.



Rys. 2. Zakresy mocy i szybkości skrawania przy obróbce narzędziami ze stopów spiekanych (obszar *B*) oraz narzędziami ze stali szybkotnącej (obszar *A*).

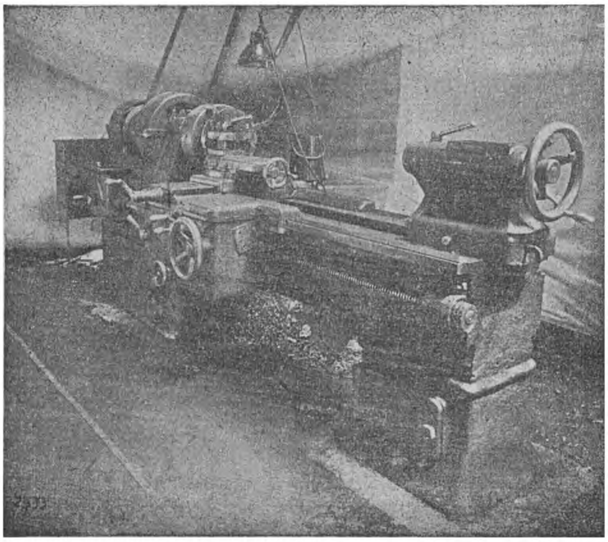
Godną uwagi jest konstrukcja sań, suportu, konika, zwartość i sztywność łoża i podstawy; moc obrabiarki jest trzykrotnie większa w stosunku do jej poprzednich typów, natomiast ciężar pozostał prawie bez zmiany.

Należy podkreślić cały szereg konstrukcyjnych zmian w obrabiarkach, które nie są widoczne na pierwszy rzut oka. Grzanie się wrzeciennika przy wysokich obrotach, ujemnie wpływające na dokładność obrabiarki jest zmniejszone przeniesieniem napędu do podstawy maszyny, ułożyskowaniem wrzeciona oraz wszystkich wałków w łożyskach tocznych oraz zastosowaniem samoczynnego smarowania i chłodzenia oleju. Przeniesienie napędu do podstawy obrabiar-

TABLICA IV

Wielkości charakterystyczne obrabiarek wytwarzanych w r. 1920, 1930, 1940.

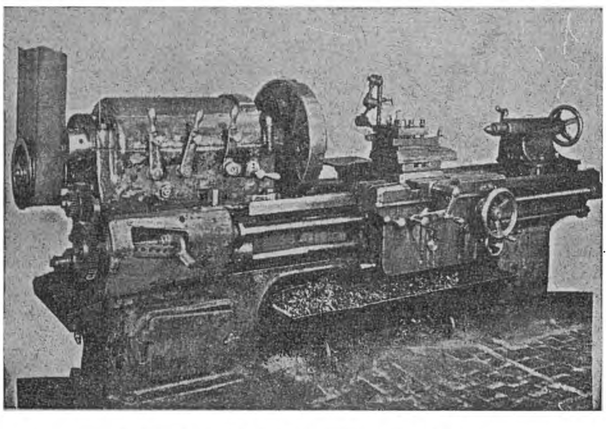
Rys.	Rok budowy	Wznios kłów	Rozstaw kłów mm	Ilość przełożeń	Obroty na min		Posuwy mm/obr			Moc kW	Ciężar kG
					od	do	Ilość	od	do		
3	1920	260	1100	9	17	488	21	0,06	1,9	4	3000
4	1930	260	1780	16	11	526	21	0,16	3,19	4,6	2900
5	1940	260	1000	32	9,5	1250	88	0,01	2,48	16	3200
6	1940	220	860	16	40	400	24	0,002	2,5	36	4500
7	1940	250	1000	8	85	1200	16	0,017	5,3	23	3700



Rys. 3. Tokarka wyrobu 1920 r.

ki wpływa na uspokojenie biegu przy najwyższych obrotach (najmniejsza ilość kół w zazębieniu).

Przy obróbce przedmiotów o Ø 60 mm mogła być na starszych obrabiarkach osiągnięta szybkość skrawania 90 ÷ 100 m/min, gdy nowsza obrabiarka (rys. 5) daje 240 m/min., t. j. pozwala na częściowe wykorzy-

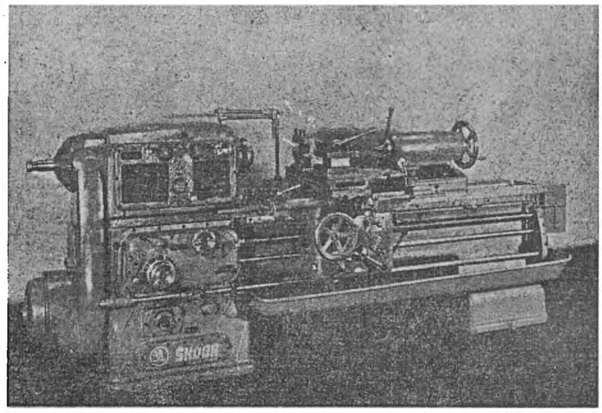


Rys. 4. Tokarka wyrobu 1930 r.

stanie stopów spiekanych przy obróbce wykańczającej stali, a w znacznym stopniu kolorowych oraz lekkich metali. Moc obrabiarki pozwala wykonywać wszystkie operacje półzgrubne, a częściowo także zgrubne.

Wykorzystanie stopów spiekanych do obróbki stopów kolorowych i lekkich wymaga jeszcze znacznie wyższych szybkości skrawania (1000 m/min. i więcej). Dla obróbki wybitnie zgrubnej, przy zdejmowaniu większych wiórów, szczególnie dla stali, jest potrzebna większa moc. Spełnienie tego warunku na normalnych obrabiarkach typu uniwersalnego spotyka się z pewnymi trudnościami technicznymi i prowadzi do znacznego podrożenia i skomplikowanej konstrukcji obrabiarki. Właściwsza jest budowa dla tych celów wydajniejszych obrabiarek w uproszczonym wykonaniu — obrabiarek specjalnych. Na tych obrabiarkach uwydatnia się wpływ stopów spiekanych w znaczniejszym stopniu i prowadzi tak daleko, że zewnętrzne kształty obrabiarek odbiegają od klasycznych form tokarki do form nowych, bardziej zwartych, mocniejszych.

Na rys. 6 jest pokazana specjalna półautomatyczna tokarka do zdzierania o mocy 36 kW (wysokość kłów 220 mm, rozstaw kłów 860 mm), z pneumatycznym uchwytem zaciskowym przedmiotu; na rys. 7 — wydajna półautomatyczna tokarka - kopiarka.



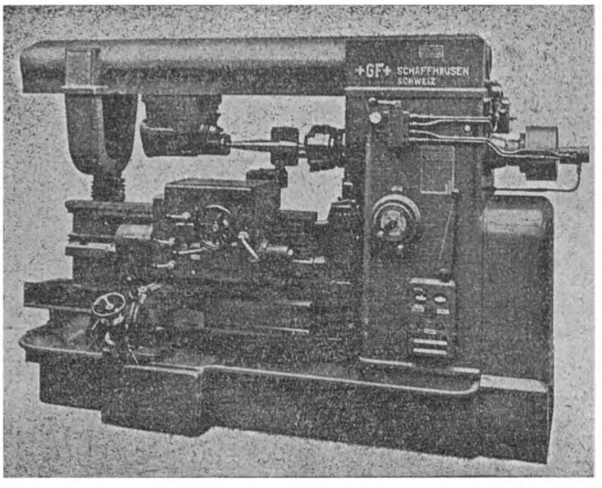
Rys. 5. Tokarka wyrobu 1940 r.

Te obrabiarki pozwalają na całkowite wykorzystanie stopów spiekanych i dla obróbki zgrubnej. Obroty i moc tych nowych obrabiarek, jak również i ich wykonanie wskazuje, że konstruktor tu już oderwał się od „zakresu pojęć" stali szybkotnącej i przeszedł do pola *B*, odpowiadającego stopom spiekanym (rys. 2).

Współczesny rozwój techniki z jej dalekosiężnym planowaniem, z centralizacją i specjalizacją fabryk, umożliwia szerokie



Rys. 6. Tokarka do zdzierania, wyrobu 1940 r.



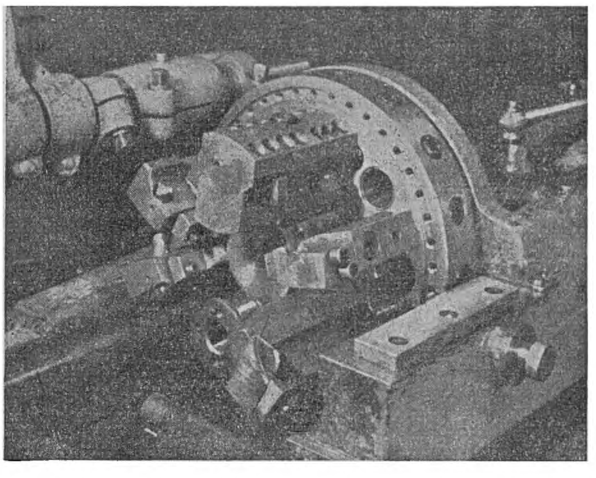
Rys. 7. Tokarka-kopiarka produkcyjna, wyrobu 1940 r.

stosowanie metod masowej i seryjnej produkcji, przez co potrzeba produkcyjnych specjalnych obrabiarek niezwykle wzrasta. Wołanie o zwiększenie wydajności i mocy, który to kierunek wskazują stopy spiekane, doprowadzi w najbliższych latach do intensywniejszego rozwoju wydajnych obrabiarek tego typu.

Obrabiarki uniwersalne z większym zakresem obrotów i posuwów utrzymują jednak swoją pozycję; nie tylko dlatego, że w warsztatach o różnorodnej produkcji nie będzie się można bez nich nigdy obejść, lecz również dlatego, że cały szereg dziedzin produkcji nie jest jeszcze objęty skrawaniem stopami spiekanymi. Nacinanie zewnętrznych lub wewnętrznych gwintów o drobnych skokach głowicami *Pittlera* lub gwintownikami, wiercenie głębokich otworów małych średnic w stali i t. p. są problemami, które dotychczas w większości wypadków mogą być opanowane jedynie przy pomocy narzędzi ze stali szybkotnących. Te okoliczności hamują w pewnym stopniu użycie stopów spiekanych na rewolwerówkach, gdzie zachodzi konieczność użycia kilku narzędzi, przy czym niektóre z nich (np. gwintownik, wiertło kształtowe) nie mogą być wykonane ze stopów spiekanych. Poza tym duży wysięg narzędzi i niedostateczna sztywność imaków powoduje niekiedy drgania i uszkodzenie płytek. Podczas obróbki na rewolwerówkach, przy korzystnym stosunku czasu głównego (maszynowego) do czasu całkowitego, zastosowanie stopów spiekanych jest szczególnie korzystne. Przychodzi tu z pomocą tzw. twarde chromowanie wierteł, które powoduje znaczne zwiększenie ich trwałości przy wyższych szybkościach skrawania, jak również odpowiedniejsze rozłożenie operacyj, przy którym umożliwia się zastąpienie złożonych profilowych narzędzi przez kilka prostych. Wymienione trudności zostały pokonane i stopy spiekane zdobyły mocną pozycję w obróbce na rewolwerówkach i stosowane są w takim samym zakresie jak i na tokarkach. Tu również dla pełnego wykorzystania stopów spiekanych moc i obroty muszą być znacznie większe, niż w typach dotychczasowych.

Rewolwerówki, konstruowane z przeznaczeniem dla obróbki stopami spiekanymi, wykazują tak samo jak tokarki, duże odchylenia od dotychczasowych form konstrukcyjnych. Pomijając wysokie obroty z ich wielkim zakresem oraz silniki o znacznie większej mocy, odznacza się nowoczesna rewolwerówka mocniejszym wykonaniem wrzeciona, sztywną głowicą rewolwerową, prostym rozwiązaniem napędu, skrupulatnym smarowaniem oraz intensywnym chłodzeniem. Ułożyskowanie wrzeciona i napędu w łożyskach tocznych z dokładną regulacją umożliwia spokojny i dokładny bieg z minimalnym grzaniem się nawet przy najwyższych obrotach.

Znaczne odchyłki od starych form konstrukcyjnych są widoczne na pierwszy rzut oka w oprawkach narzędzi (rys. 8). Ponieważ narzędzia w rewolwerówkach posiadają znaczny wysięg, powodujący drgania, zaszła potrzeba stworzenia całkiem nowych form imaków, w budowie których najbardziej się przejawia wpływ stopów spiekanych.



Rys. 8. Imaki narzędziowe nowoczesnej rewolwerówki.

Czasy obróbki na tych nowych rewolwerówkach stanowią $1/6$ do $1/3$ dotychczasowych czasów; osiągalna dokładność, gładkość powierzchni są znacznie wyższe.

Z powyższego widać, jak szybki rozwój osiągnęły tokarki i rewolwerówki w ciągu ostatnich paru lat; ich wydajność wzrosła 3 do 5 i nawet więcej razy. Jednocześnie podniosła się dokładność i jakość wyrobów, jak również gładkość powierzchni, tak że w wielu

wypadkach może być pominięta konieczność szlifowania, jako operacji wykańczającej. Ten rozwój zagraża dotychczasowym parkom obrabiarkowym warsztatów — w pierwszym rzędzie tokarkom i rewolwerówkom, które z ukazaniem się nowych, dużo wydajniejszych typów, nagle przedwcześnie zestarzały się. To winno być dla kierowników fabryk ostrzeżeniem, które nie może być przeoczone i nie może zostać bez wpływu na ich politykę inwestycyjną.

Pozostałe rodzaje obrabiarek nie są dotychczas w swoim rozwoju w takim stopniu zmienione pod wpływem stopów spiekanych. Jeżeli dziś w dobrze wyposażonych i prawidłowo prowadzonych warsztatach osiąga się procent tokarek i rewolwerówek, pracujących stopami spiekanymi 60 do 80%, a w niektórych fabrykach 90%, nie przekracza ten procent dla innych rodzajów obrabiarek (frezarki, strugarki, wiertarki) 20 — 30%, rzadko 50%. Jedynie specjalne szybkobieżne wytaczarki typu *Borematic,* stosowane głównie w samochodowym i lotniczym przemyśle, zostały dostosowane do stopów spiekanych już stosunkowo dawno. Właściwie były dla nich budowane, gdyż tu stopy spiekane były powitane jako zastąpienie diamentów.

Stopy spiekane przechodzą w warsztatach swe pierwsze stadium; wywalczyły i umocniły swe stanowisko na rewolwerówkach i tokarkach, w ostatnich latach opanowały w znacznym stopniu obrabiarki dla obróbki długich otworów średnich i dużych średnic, stopniowo przenikają na frezarki i wytaczarki (w pierwszym rzędzie przy obróbce lekkich stopów) oraz wiertarki. Poza tym rozpoczynają pracę na strugarkach. Musimy się z tym liczyć, że w najbliższych latach rozwój i tych rodzajów obrabiarek będzie w znacznym stopniu objęty wpływem stopów spiekanych.

IV. Wpływ stopów spiekanych na urządzenie warsztatu

Wielokrotne powiększenie wydajności warsztatów, dzięki zastosowaniu stopów spiekanych przy użyciu specjalnie do tego skonstruowanych obrabiarek, wywołuje cały szereg nowych problemów przy projektowaniu fabryk. Przyjmując przeciętnie 4 — 5-krotne powiększenie wydajności obrabiarek, musimy się liczyć i z analogicznym zwiększeniem ilości wiórów i wyrobów, które muszą przejść przez warsztat w tym samym okresie czasu. Szczególnie transport wiórów stalowych, zajmujących dużo miejsca, jest problemem wymagającym specjalnego rozwiązania.

O jaką ilość wiórów w tym wypadku chodzi, widać z tego, że tokarka podana na rys. 6 posiada możliwość skrawania stalowego wióra o przekroju 15 mm² przy szybkości skrawania 50 m/min. I gdy przyjmiemy, że czas skrawania będzie stanowić około 70% czasu całkowitego, ilość otrzymanych wiórów na godzinę wyniesie 250 kg. Śrubowe wióry o tym ciężarze przedstawiają objętość 0,5 ÷ 1 m³. Odbieranie z maszyny i odwożenie tej godzinowej ilości wiórów ręcznym wózkiem, którego pojemność zazwyczaj wynosi około 0,25 m³, do miejsca położonego w odległości 80 m od maszyny — zajmie na stałe 1 pracownika. Gdybyśmy się liczyli tylko z połową przekroju wióra, to transport takiej ilości wiórów w warsztacie będzie bardzo kłopotliwy, już choćby ze względu na to, że na dwóch produkcyjnych robotników, konieczny jest jeden pomocniczy, tylko dla odwożenia wiórów.

Dlatego przy projektowaniu warsztatu, wyposażonego w wydajne obrabiarki, zagadnienie transportu wiórów musi być uważane jako oddzielny i bardzo ważny problem. W pierwszym rzędzie należy dążyć, aby wióry nie zajmowały tak wielkiej przestrzeni; wynika stąd konieczność kruszenia ich.

Zastosowanie obrabiarek z wbudowanym łamaczem wiórów, tak umieszczonym, że spadają one prosto na transporter wiórów, umieszczony w podziemiu, nie zawsze jest możliwe, gdyż wymaga to uprzedniego rozwiązania budowlanego całego warsztatu, co może wchodzić w rachubę tylko przy budowie nowych fabryk lub przy radykalnej przebudowie starych. Łamanie wiórów zamocowanym na nożu łamaczem lub wyszlifowaniem na nożu żłobka (zwijacza wióra) powoduje dodatkowe obciążenia i grzanie się noża. Łamacz wióra powinien być stosowany, jeśli jest nieodzownie potrzebny ze względu na bezpieczeństwo pracy robotnika przy maszynie.

Zastosowanie specjalnych maszyn do łamania (kruszenia) wiórów jest jedynie rozwiązaniem częściowym, gdyż zmniejsza wprawdzie objętość wiórów dla ich transportu kolejowego, ale nie odciąża warsztatu, gdyż zajęcie jego cennego miejsca na wióry pozostaje bez zmiany.

Lepszym rozwiązaniem zwłaszcza dla warsztatów, gdzie nie mogą być przeprowadzone budowlane zmiany w większym zakresie, jest zastosowanie obrabiarek z własnym urządzeniem łamiącym wióry i wysuwaną lub umieszczoną na kółkach skrzynką na wióry, która mogłaby być szybko odtransportowana od maszyny do składu wózkiem lub dźwigiem. Przy projektowaniu nowych warsztatów wyposażonych w wydajne obrabiarki, pracujące stopami spiekanymi, należy się liczyć z urządzeniem transporteru w podziemiu pod warsztatem lub w specjalnym kanale pod podłogą.

Jednocześnie należy mieć na uwadze, że ilość wyrobów przechodzących przez war-

sztat, rośnie odpowiednio z wydajnością maszyn. Te dwa czynniki — wzrost ilości materiału przechodzącego przez warsztat i ilość wiórów, które muszą być z warsztatu odwożone, powinny być przedmiotem specjalnej uwagi przy projektowaniu nowej fabryki lub przy odnawianiu parku maszynowego starszych warsztatów.

Dalszym bardzo ważnym zagadnieniem jest sprawa zaopatrzenia warsztatu w potrzebne narzędzia. Wrażliwość stopów spiekanych na niewłaściwe obchodzenie się z nimi, zwłaszcza na niewłaściwe ostrzenie, wymaga, aby na to zagadnienie była zwrócona szczególna uwaga. Ostrzenie noży ze stopów spiekanych winno się odbywać na specjalnych szlifierkach przy użyciu specjalnych tarcz i powinno być dokonywane przez specjalnie wyszkolonych rzemieślników. Straty wywołane nieodpowiednim ostrzeniem oraz niedbałym obchodzeniem się z narzędziami ze stopów spiekanych są bardzo znaczne, a ilość zniszczonych przewyższa niekiedy ilość produktywnie użytych narzędzi. Równocześnie z zainstalowaniem nowych wydajnych obrabiarek musi się więc jednocześnie pamiętać o wyposażeniu warsztatów w specjalne szlifierki do ostrzenia, a następnie o organizacji ostrzenia, oraz właściwym magazynowaniu i wydawaniu narzędzi ze stopów spiekanych.

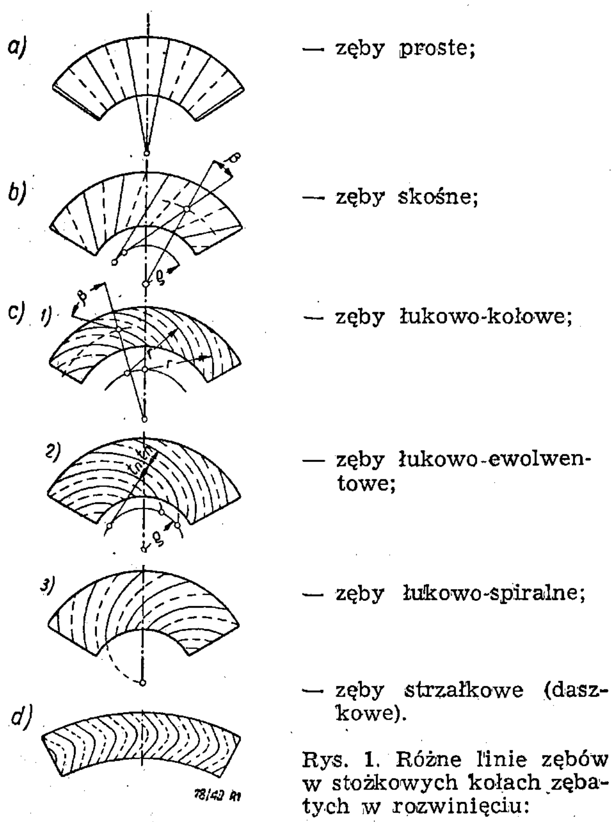
Zastosowanie stopów spiekanych w szerokim zakresie i racjonalność ich użycia staje się nie tylko problemem technologicznym, lecz w pierwszym rzędzie problemem organizacyjnym.

Inż.-mech. KAZIMIERZ OCHĘDUSZKO

STOŻKOWE KOŁA ZĘBATE O ŁUKOWO–KOŁOWEJ LINII ZĘBA

Wstęp

W stożkowych kołach zębatych mogą występować zęby: proste, skośne, łukowe (łukowo-kołowe, -ewolwentowe, -spiralne) oraz strzałkowe (rys. 1).



Rys. 1. Różne linie zębów w stożkowych kołach zębatych w rozwinięciu:

O wyborze rodzaju uzębienia decyduje przy tym:

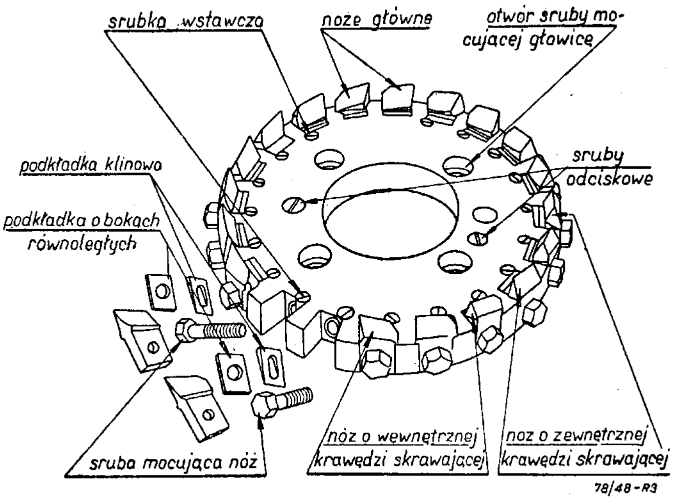
a) wielkość obciążenia, które ma przenieść dana przekładnia,
b) szybkość nacinania zębów, z czym związany jest koszt obróbki,
c) łatwość ustawienia maszyny, umożliwiająca obsługę przez robotnika o przeciętnych kwalifikacjach,
d) możliwie proste narzędzie, niezbyt trudne do wykonania we własnym zakresie,
e) właściwe doleganie zębów podczas pracy, przez co zapewni się trwałość przekładni oraz spokojną pracę.

Powyższym warunkom odpowiadają na ogół zęby proste i skośne, poza tym jednak w wypadku konieczności przenoszenia dużych sił wchodzą w grę *zęby łukowo-kołowe* systemu *firmy Gleason* (pomysł *Bötchera)* oraz *łukowo-ewolwentowe* systemu *firmy Klingelnberg* (pomysł *Schichta* i *Preisa).*



Rys. 2. Doleganie zębów małego koła do zębów koła dużego, gdy zęby nie są obciążone.

Te oba systemy mają wspólną zaletę, a mianowicie: zęby współpracujących kół dolegają do siebie najsilniej w środku długości zęba (rys. 2). Uzasadnienie tej zalety jest na-



Rys. 3. Głowica frezowa do nacinania zębów systemem firmy *Gleason*.

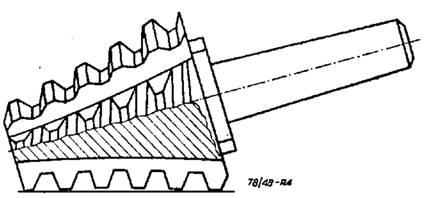
stępujące: jeżeli osie otworów łożyskowych w skrzynce są tak wykonane, że nie przecinają się, lecz są względem siebie wichrowate (oczywiście w niewielkich granicach), ślad dolegania przesunie się wzdłuż zęba, przez co nie zachodzi niebezpieczeństwo zazębiania się tuż przy czole (kantowania), co mogłoby się stać powodem wyłamywania zębów.

Porównując poza tym oba te systemy uzębienia, musimy stwierdzić, że:

1) szybkość nacinania zębów jest jednakowa,

2) trudności ustawienia maszyny — jednakowe,

3) konstrukcja narzędzia w obu wypadkach jest złożona, lecz w systemie *Gleasona*



Rys. 4. Frez ślimakowy do nacinania zębów systemem firmy *Klingelnberg*.

narzędziem jest czołowa głowica frezowa (rys. 3) z wymiennymi nożami, zaś w systemie *Klingelnberga* narzędziem jest stożkowy wklęsły frez ślimakowy (rys. 4). Wybitną zaletą głowicy frezowej jest to, że zarówno wykonanie jest prostsze (a więc nacięcie ostrzy i ich oszlifowanie), jak również trwałość, osiągnięta dzięki wymienności noży.

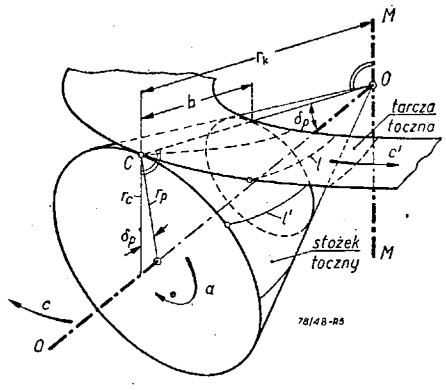
Te przyczyny zdecydowały, że system uzębienia firmy *Gleason* przyjął się na całym świecie, podczas gdy system firmy *Klingelnberg* był głównie stosowany w Niemczech, które stwarzając własny system, chciały się uniezależnić całkowicie od zagranicznych dostaw. Ponieważ i u nas w Polsce system *Gleasona* jest ogólnie znany i obecnie przewidziany do produkcji stożkowych kół zębatych, zajmiemy się nim w niniejszym artykule.

Chcąc poznać konstrukcję tych kół, musimy wpierw omówić zasadę nacinania zębów oraz konstrukcję narzędzia.

Zasada nacinania zębów o łukowo-kołowej linii zęba

Zasada obwiedniowego nacinania zębów w stożkowym kole zębatym metodą *Gleasona* jest następująca:

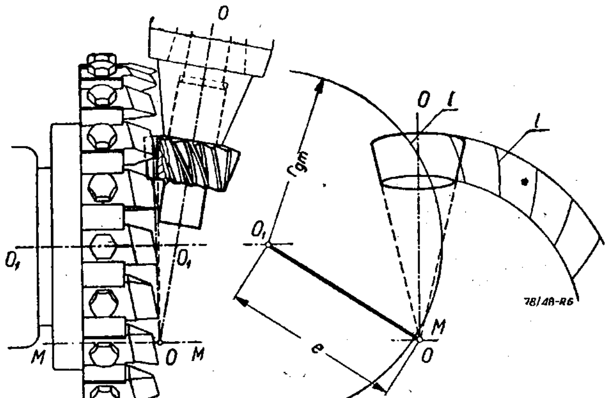
a) nacinane koło (na rys. 5 — stożek toczny) obraca się dookoła osi *OO* w kierunku strzałki *a*, równocześnie tarcza toczna wraz z narzędziem wykonywa ruch obrotowy dookoła osi *MM*, prostopadłej do tworzącej *OC*



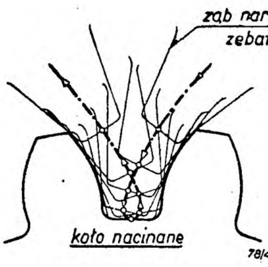
Rys. 5. Schematyczne zestawienie składowych ruchów obwiedniowych podczas nacinania zębów w stożkowym kole zębatym.

stożka podziałowego (obróbkowo-tocznego) w kierunku strzałki *c'*. Ruchy te robią wrażenie jak gdyby stożek toczny powodował obrót tarczy tocznej. Oba te ruchy są ze sobą sprzężone za pomocą kół zmianowych.

b) czołowa głowica frezowa (rys. 6), obracając się dookoła własnej osi O_1O_1, (wykonywując ruch roboczy) obraca się z tarczą toczną dookoła osi *MM* (rys. 5 i 6). Gdy



Rys. 6. Nacinanie zębów na frezarce *Gleason*.



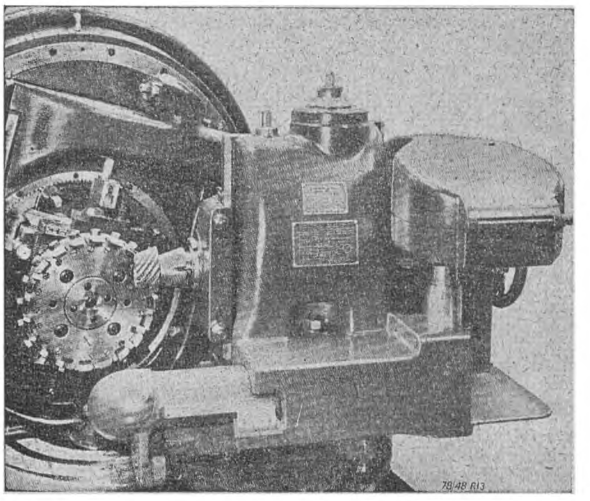
Rys. 7. Położenia obwiedniowe krawędzi tnących podczas nacinania zębów.

więc tarcza toczna obraca się powoli razem z głowicą w kierunku strzałki *c'*, ostrza zębów głowicy poruszając się wzdłuż linii *l* (rys. 5 i 6), obwodzą zęby nacinanego koła wzdłuż linii *l'*. Rys. 7 przedstawia kolejne położenia krawędzi tnących podczas wyżej opisanego ruchu obwiedniowego.

Rys. 8 przedstawia nacinanie małego koła na frezarce f. *Gleason*.

Z rysunku tego widać wzajemne położenie głowicy i nacinanego koła oraz mimośrodowe położenie osi głowicy względem osi obrotu suportu (tarczy tocznej) w korpusie maszyny.

Wspomniane w poprzednim ustępie doleganie zębów otrzymuje się przy tej metodzie dzięki temu, że noże zewnętrzne głowicy,



Rys. 8. Nacinanie małego koła stożkowego na obwiedniowej frezarce firmy *Gleason*.

którymi nacinane są wklęsłe strony zębów mają większą średnicę, noże zaś wewnętrzne nacinające wypukłe strony zębów — średnicę mniejszą. Podczas zazębienia się pary kół dolega więc wypukła strona zęba jednego koła (o większej krzywiźnie) do strony wklęsłej zęba drugiego (o mniejszej krzywiźnie) (rys. 2).

(d. c. n.)

Inż.-mech. JAN TUSZYŃSKI

NOWOCZESNE AMERYKAŃSKIE SZLIFIERKI BEZUCHWYTOWE

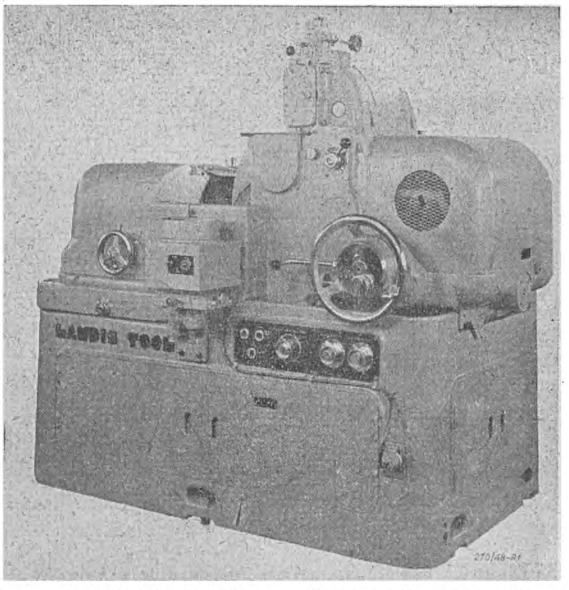
Wstęp

Nowoczesne metody obróbki mechanicznej, skracające w coraz większym stopniu czas samej obróbki, doprowadzają do tego, że czas ten schodzi na drugi plan wobec czasu potrzebnego na zdejmowanie i zakładanie obrabianego przedmiotu. W wyniku wprowadzenia obróbki narzędziami ze stopów spiekanych oraz nowoczesnej wysoko wydajnej obróbki szlifierskiej powstała konieczność opracowania nowych metod zdejmowania i zakładania części, nie można było bowiem dopuścić do utrzymania takiego stanu rzeczy, w którym czas wymiany przedmiotu zbliża się coraz bardziej do czasu maszynowego, a w wielu wypadkach przekracza czas maszynowy. Te właśnie względy spowodowały, jak wiadomo, wprowadzenie m.in. specjalnych przyrządów obróbkowych i mechanicznie zaciskanych, zazwyczaj pneumatycznych, uchwytów.

W swym początkowym okresie rozwojowym szlifowanie odgrywało rolę kosztownej metody obróbki, zarezerwowanej jedynie do najbardziej dokładnych części. Pierwsze operacje szlifierskie były tak długotrwałe, że nie przywiązywano zbyt dużej wagi do czasów zdejmowania i zakładania przedmiotu. Ten stan rzeczy zaczął ulegać zmianie w miarę tego, jak wysoka dokładność zaczęła przekraczać progi narzędziowni, przechodząc do zakresu zadań najbardziej masowej obróbki, i gdy pojawiły się nowoczesne szlifierki, łączące dokładność obróbki z wysoką wydajnością. Kładąc nacisk na skrócenie czasów wszystkich operacyj szlifierskich, nie można było oczywiście pominąć sprawy wymiany przedmiotu; tak powstały *szlifierki bezuchwytowe*, w których udało się uniknąć poprzedzającej obróbkę czynności zakładania, zapewniającej przedmiotowi stałe położenie, bądź też stały przymusowy obrót w czasie szlifowania. Poniżej rozpatrzymy szereg konstrukcyj szlifierek bezuchwytowych zademonstrowanych na Wystawie Obrabiarkowej w Chicago w r. 1947.

I. Bezuchwytowe szlifowanie obrotowych powierzchni zewnętrznych

Szlifierki bezkłowe. Najdawniej wprowadzonym typem szlifierki bezuchwytowej jest szlifierka bezkłowa, której konstrukcja i zasady działania są zbyt dobrze znane, aby trze-

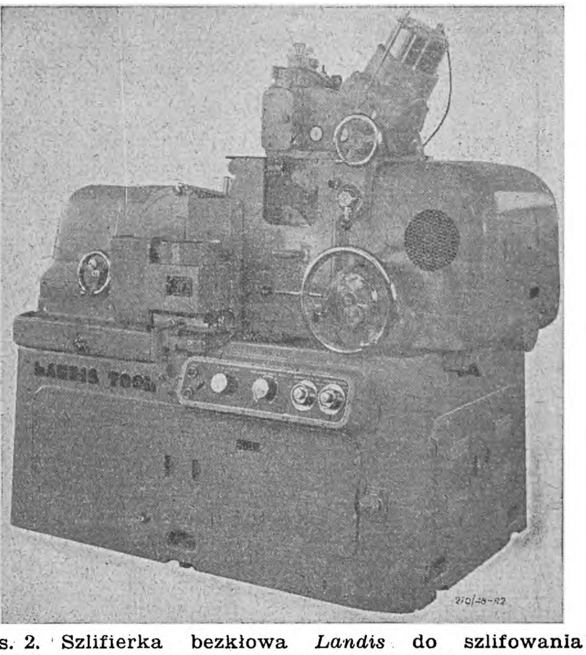


Rys. 1. Szlifierka bezkłowa *Landis* No. 12, wyposażona w podajnik wibracyjny.

ba było je szczegółowo opisywać. Szlifierki takie zostały wystawione przez firmy: *Cincinnati Grinders Inc.* i *Landis Tool Co.* Pierwsza z nich pokazała cztery szlifierki, których charakterystyki są podane w tablicy I.

TABLICA I

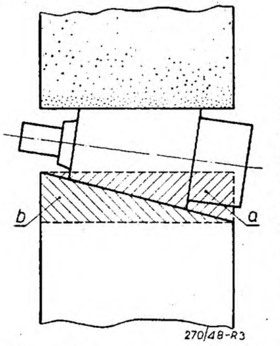
Typ	Zakres szlifowanych średnic: części krótkie	części długie	Moc silnika napędzającego tarczę szlifierską
No. 0	0 do 12,7 mm		2 KM
No. 2	0 do 120,6 mm	3,2 do 50,8 mm	15 KM
No. 3	12,7 do 152,4 mm	3,1 do 101,6 mm	25 KM
No. 5	25,4 do 177,8 mm		50 KM



Rys. 2. Szlifierka bezkłowa *Landis* do szlifowania gwintów, wyposażona w podajnik wibracyjny. Ukośna wieżyczka steruje rolkę do wygniatania profilu gwintu w tarczy szlifierskiej.

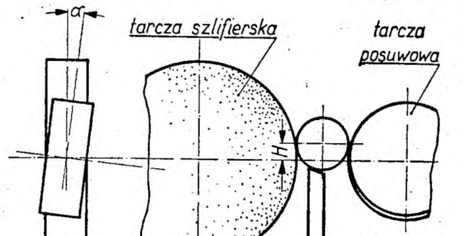
Firma *Landis* wystawiła szlifierkę bezkłową No. 12 do wałków (rys. 1) dla zakresu średnic 1,6 do 9 mm z silnikiem mocy 15 KM oraz szlifierkę bezkłową do gwintów (rys. 2).

Nawiązując do znanej u nas konstrukcji szlifierek bezkłowych *Cincinnati*, przypomnę, że obciąganie tarczy szlifierskiej jest na nich hydrauliczne, zaś tarczy posuwowej — ręczne. Na dawniejszych, a więc znanych u nas typach tych szlifierek, nie istnieje możność ustawiania pod kątem tarczy posuwowej, wskutek czego szlifowanie stożków wymaga użycia stożkowej tarczy posuwowej. Jest rzeczą oczywistą, że kolejne użycie tej samej tarczy posuwowej do robót stożkowych i cylindrycznych powoduje szybkie zużywanie się jej (rys. 3).



Rys. 3. Obciąganie nieopokrętnej tarczy posuwowej przy kolejnym szlifowaniu powierzchni stożkowych i cylindrycznych; *a* — materiał zdjęty przed szlifowaniem na stożek, *b* — materiał zdjęty przed ponownym szlifowaniem cylindrycznym.

Urządzenie do obciągania tarczy profilowej w szlifierkach bezkłowych *Cincinnati* działa u góry tarczy, a więc w miejscu przesuniętym o 90° w stosunku do linii kontaktu tej tarczy ze szlifowanymi przedmiotami. W związku z tym prowadzenie diamentu obciągającego musi odbywać się w kierunku odpowiednio ustawionym. Ustawienie to powinno brać pod uwagę wpływ następujących dwóch czynników: a) kąt wychylenia α tarczy posuwowej od kierunku pionowego i b) wzniesienie *H* osi obrabianego przedmiotu w stosunku do osi tarcz (rys. 4). Jest rzeczą zrozumiałą, że konieczność nastawiania urządzenia obciągającego tarczę posuwową wprowadza możliwość pomyłek i utrudnia obsługę szlifierki.



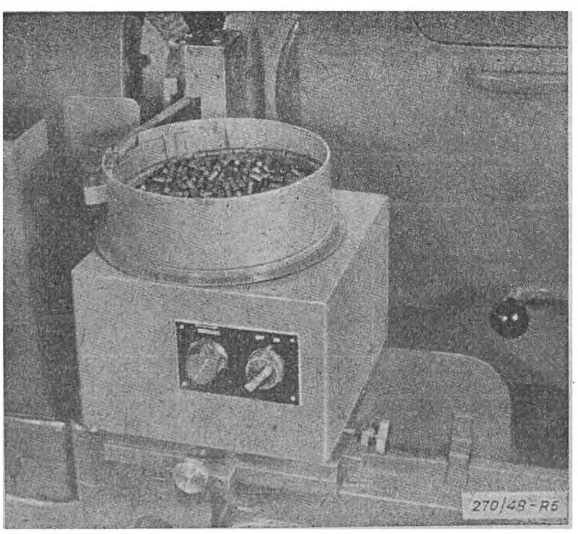
Rys. 4. Ustawienie przedmiotu i tarczy posuwowej w szlifierce bezkłowej.

Firma *Landis* unika tego źródła pomyłek i trudności, przewidując ustawienie diamentu obciągającego tarczę posuwową na supor-

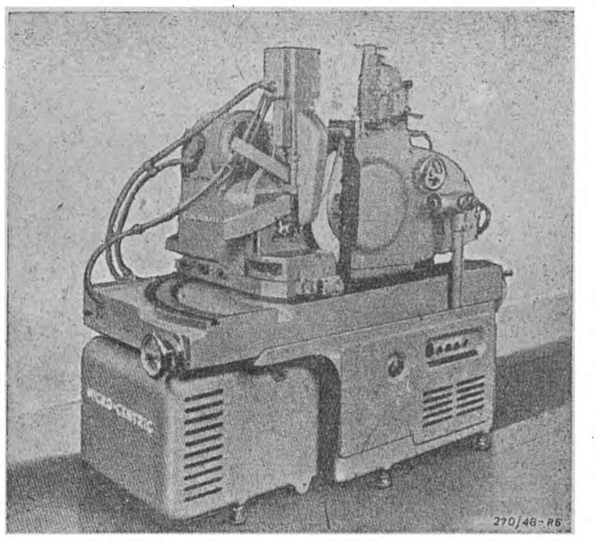
cie podtrzymującym przedmiot w czasie obróbki. W czasie obciągania tarczy posuwowej diament jest nieruchomy, porusza się natomiast tarcza, zaopatrzona w tym celu w urządzenie do hydraulicznego przesuwu w kierunku równoległym do osi tarczy szlifierskiej. W czasie obciągania kontakt między diamentem i tarczą odbywa się wzdłuż linii styczności obrabianego przedmiotu z tarczą posuwową. Jak widać, konieczność odpowiedniego ustawienia diamentu obciągającego i możliwość pomyłek przy ustawieniu nie występują przy tym systemie obciągania. Obciąganie tarczy szlifierskiej szlifierki *Landis* jest również hydrauliczne, podobnie jak przy szlifierkach *Cincinnati*.

W szlifierce bezkłowej *Landis* istnieje możliwość skręcenia tarczy posuwowej w stosunku do szlifierskiej. Pozwala to na szlifowanie powierzchni stożkowych przy użyciu normalnej cylindrycznej tarczy posuwowej. Takie samo urządzenie posiada nowy model szlifierki *Cincinnati* No 2.

Szlifowanie bezkłowe gwintów. Służąca do tego celu szlifierka bezkłowa (rys. 2) została wystawiona przez firmę *Landis*. Szlifowanie gwintów na tej szlifierce odbywa się systemem przelotowym przy użyciu normalnego układu tarczy szlifierskiej i posuwowej. Tarcza szlifierska jest profilowana metodą wygniatania gwintu przy pomocy specjalnej rolki, umieszczonej obok diamentu do obciągania. W wyniku oprofilowania tarcza szlifierska otrzymuje szereg rowków pierścieniowych, przy czym poszczególne rowki znajdują się w płaszczyznach, prostopadłych do osi tarczy. Ukształtowanie gwintu zostaje zapewnione dzięki temu, że ustawiona pod kątem tarcza posuwowa nadaje gwintowanej części ruch posuwisto-obrotowy o tak dobranych ruchach składowych, że nacięty gwint otrzymuje potrzebny kąt nachylenia i skok. W czasie szlifowania przedmioty przesuwają się po krawędzi, ustawionej pod kątem, równym kątowi pochylenia gwintu. Oszlifowanie gwintu następuje w jednym przejściu; wg prospektu firmy dokładność może sięgać klasy trzeciej (class III fit), będącej najdokładniejszą klasą gwintów, dającą się uzyskać przy produkcji masowej.



Rys. 5. Podajnik wibracyjny firmy *Landis*.



Rys. 6. Szlifierka *Cincinnati* „Microcentric".

Na opisywanej szlifierce mogą być szlifowane gwinty, objęte następującym zakresem wymiarów:

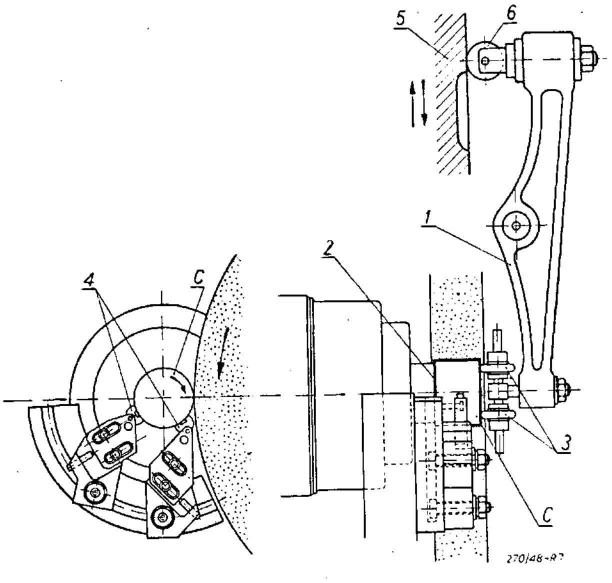
skok gwintu 0,35 do 2,3 mm (11 do 72 nitek na cal),
średnica zewnętrzna 2,8 do 25,4 mm,
długość śrub od 3 do 900 mm i więcej,
pochylenie gwintu nie więcej niż 5^0.

Na obu wystawionych bezkłowych szlifierkach *Landis* były zastosowane podajniki wibracyjne nowego typu. Podajnik taki (rys. 5), jest cylindrycznym naczyniem, poddanym rytmicznym wstrząsom o wielkiej częstotliwości. Kierunek i częstotliwość wstrząsów są tak dobrane, że pod ich wpływem nasypane do podajnika przedmioty przesuwają się ku obwodowi naczynia, a następnie zaczynają „wspinać się" wzdłuż spirali, umieszczonej wokoło wewnętrznej ścianki naczynia. Od spirali odchodzi w jej najwyższym punkcie korytko, wprowadzające szlifowane przedmioty między tarcze szlifierki. Obserwując opisane urządzenie w czasie pracy trudno oprzeć się wrażeniu, że dno naczynia odbywa powolny ruch obrotowy wraz z nasypanymi doń przedmiotami. W istocie rzeczy powolny ruch obrotowy przedmiotów i wywołane tym ruchem „wspinanie się" ich po spirali są wyłącznie wynikiem wstrząsów urządzenia.

Szlifierka „Microcentric". Szlifierka ta (rys. 6), zbudowana przez firmę *Cincinnati*, jest oparta na nowej zasadzie bezuchwytowego

prowadzenia przedmiotu w czasie obróbki. W przeciwieństwie do innych szlifierek bezkłowych nie jest ona w każdym wypadku stosowaną jako maszyna do przeprowadzania całości obróbki szlifierskiej obrabianej powierzchni. Ze względu na mniejszą wydajność, aniżeli opisane typy szlifierek, i znacznie wyższą dokładność, pożądane jest, aby obróbka na „Microcentricu" była poprzedzona obróbką na zwykłej szlifierce bezkłowej.

Sposób działania tej szlifierki jest następujący: obrabiany przedmiot, np. pierścień łożyska kulkowego, jest dociskany w czasie obróbki do czoła wałka 2, obracającego się powolnym ruchem dookoła swej osi. (rys. 7).



Rys. 7. Schemat działania szlifierki „Microcentric".

Do dociskania służy dźwignia *1*, kontaktująca się z czołem obracanego przez wałek pierścienia za pośrednictwem rolek *3*. Oś obrotu szlifowanego pierścienia jest przesunięta w stosunku do osi obrotu wspomnianego wałka *2*, przy czym przesunięcie to jest tego rodzaju, że powstaje dzięki niemu wypadkowa siła, dociskająca pierścień ku dołowi do umieszczonych pod nim dwóch poduszek *4*. Tarcza szlifierska jest umieszczona na suporcie, zaś zbliżanie się jej ku przedmiotowi w czasie szlifowania (dosuw) jest zapewnione dzięki temu, że suport tarczy jest zawieszony wahliwie na osi, równoległej do osi tarczy szlifierskiej. Tarcza podchodzi ku przedmiotowi ruchem szybkim, a następnie powolnym (właściwe szlifowanie). Po zakończeniu szlifowania i osiągnięciu właściwego wymiaru ruch wyłącza się samoczynnie i tarcza wraca szybkim ruchem do pierwotnego położenia.

Obok bezuchwytowego ustawienia i poruszania się części w czasie obróbki, w szlifierce tej znalazło również zastosowanie samoczynne podawanie części. Osiąga się to w ten sposób, że po ukończeniu obróbki podnosi się specjalną prowadnica *5*, zabierając ze sobą pierścień, który natrafia w tej wędrówce na wylot rynny odprowadzającej, przez którą wypada na zewnątrz. Na powierzchni tejże prowadnicy jest wyfrezowane wgłębienie, w które wchodzi rolka 6 dźwigni *1*, służącej, jak wspomniano, do osiowego dociskania części w czasie szlifowania. Przez wejście rolki w to wgłębienie dolny koniec dźwigni odsuwa się pod działaniem sprężyny od czoła pierścienia, dzięki czemu prowadnica ma możność zabrania pierścienia ku górze bez potrzeby pokonywania tarcia pierścienia, ściśniętego w czasie obróbki między czołem wałka *2* i rolkami *3*, umieszczonymi przy końcu dźwigni *1*. Ruch prowadnicy ku górze powoduje jeszcze jeden efekt; zwalnia on mianowicie zastawkę, znajdującą się w najniższym punkcie rynny odprowadzającej. Zastawka ta pozostaje otwarta jedynie tak długo, aby pozwolić na wprowadzenie do prowadnicy nowego pierścienia. Dalszy pierścień natrafia już na zastawkę zamkniętą przez ruch prowadnicy, która w międzyczasie zaczęła się opuszczać. Wprowadzony do prowadnicy pierścień zsuwa się ku dołowi aż do natrafienia na poduszki, na których opiera się w czasie obróbki.

Na wystawie były pokazane oba modele nowej szlifierki o charakterystykach podanych w tablicy II.

TABLICA II

Typ	Zakres obrabianych średnic	Moc silnika napędzającego tarczę szlifierską
No. 1	0 do 89 mm	3 KM
No. 2	51 do 203 mm	7,5 KM

Porównanie mocy silników tych szlifierek z mocami silników zwykłych szlifierek bezkłowych wskazuje, że mamy w tym wypadku do czynienia z mniej wydajnymi szlifierkami, których zadaniem jest przede wszystkim uzyskanie wysokich dokładności. W tablicy III podano dokładność wykonania pierścieni łożysk kulkowych o średnicy 50 mm, uzyskaną na szlifierce „Microcentric".

Na tejże szlifierce wykonywane może być również: a) szlifowanie cylindryczne pierścieni zewnętrznych, b) szlifowanie powierzchni tocznych (bieżni) na pierścieniach wewnętrznych łożysk kulkowych i c) szlifowanie powierzchni stożkowej pierścienia wewnętrznego łożyska o rolkach stożkowych. To ostatnie zastosowanie jest możliwe dzięki temu, że jak widać z rysunku 6, całość urządzenia do ładowania i prowadzenia przedmiotu w czasie obróbki może być ustawiana pod kątem. Przy zatosowaniu *(a)* wskazane jest, aby pierścień

TABLICA III

	Szlifierka „Microcentric"	Szlifierka bezkłowa No. 2
Owalizacja . .	0.6 μ	5 μ
Prostoliniowość .	2.5 „	2,5 „
Osiągalna tolerancja na średnicy	2,5 „	10 „
Prostopadłość do czoła	0,6 „	5 „

został poddany wstępnej obróbce na szlifierce bezkłowej, pozostałe zastosowania zaś przewidują wykonanie całości obróbki na „Microcentricu". Należy zaznaczyć, że w czasie szlifowania zgrubnego powierzchni tocznej, poduszki podtrzymujące pierścień opierają się po obu stronach rowka, na oszlifowanej uprzednio powierzchni cylindrycznej pierścienia, przy szlifowaniu wykańczającym zaś, specjalne poduszki o półokrągłym profilu podpierają dno szlifowanej bieżni.

Obciąganie tarczy szlifierskiej jest ręczne, zaś ukształtowanie odpowiedniego mechanizmu zależy od tego, czy mamy do czynienia ze szlifowaniem cylindrycznym, czy też profilowym. W tym ostatnim wypadku diament jest umieszczony w specjalnym jarzmie, odbywającym w czasie obciągania ruchy wahadłowe naokoło osi, przechodzącej przez środek krzywizny profilu tarczy. Przed rozpoczęciem obciągania dosuwa się diament do tarczy na żądaną odległość przy pomocy przewidzianego do tego celu kółka ręcznego. Po obciągnięciu cały suport tarczy szlifierskiej zostaje przybliżony na tę samą odległość do obrabianego przedmiotu przy pomocy kółka ręcznego.

W fabryce *Cincinnati* oglądałem obróbkę bieżni na pierścieniu wewnętrznym o otworze 40 mm. Do obróbki dostarczone były pierścienie o powierzchni cylindrycznej szlifowanej i bieżni toczonej. Szlifowanie odbywało się w trzech stopniach, wg danych uwidocznionych w tablicy IV.

TABLICA IV

Szlifowanie	Zdejmowana warstwa na średnicy	Sztuk na minutę	Sztuk na jedno obciągnięcie tarczy
Zgrubne . .	0,5 mm	3,5	35
Półwykańczające	0,13 —0,18 mm	4,5	75 do 100
Wykańczające	0,013—0,018 mm	6	400

Wystawa w Chicago była pierwszą na której szlifierki „Microcentric" zostały pokazane szerszemu ogółowi. W tych warunkach trudno powiedzieć, czy mamy do czynienia z typem, mającym szanse na utrzymanie się i rozpowszechnienie czy też jest to tylko przemijająca nowość. Ze względu na duże zalety tej szlifierki (dokładność, zastosowanie samoczynnego ładowania, duża wydajność) i opinię, jaką cieszy się firma wytwarzająca, wydaje się, że ten nowy typ szliferki bezuchwytowej zajmie należne mu miejsce we współczesnym przemyśle.

(c. d. n.).

Inż. ZDZISŁAW NIEWIAROWSKI

MASY PLASTYCZNE

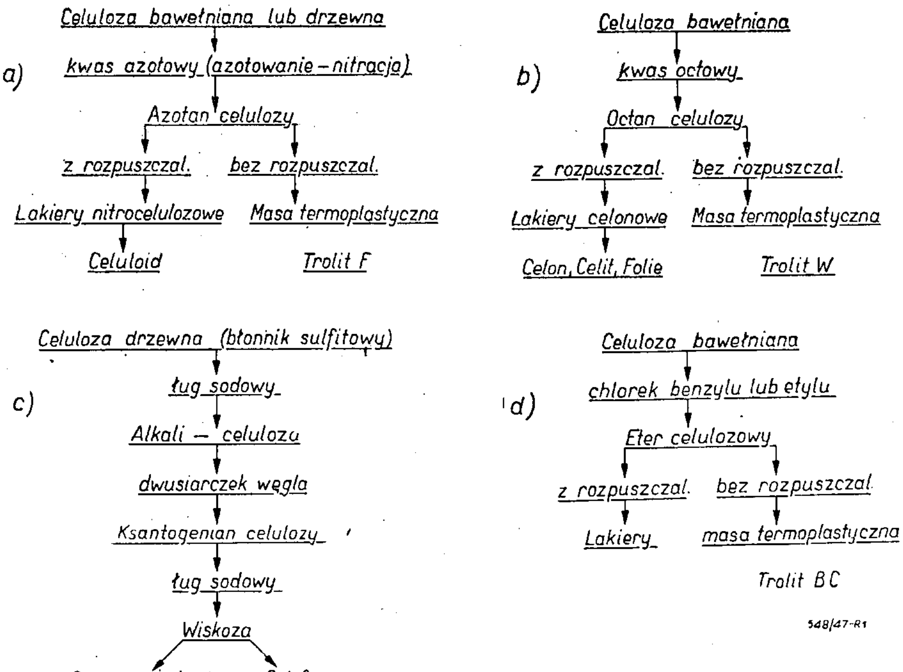
Wstęp

Do znanych już w starożytności matériałów konstrukcyjnych jak drewno, metale i kamienie przybyły w czasach nowoczesnych materiały nowe, które ogólnie nazywamy *masami plastycznymi.*

Są to materiały organiczne (związki węgla), syntetyczne lub półsyntetyczne, które stają się plastycznymi w pewnym etapie ich wytwarzania i mogą być formowane pod działaniem ciepła i ciśnienia.

Już oddawna usiłowano udoskonalić naturalne surowce przez usuwanie ich wad. Z postępem techniki nie tylko zamierzenia te osiągnięto, lecz ponadto drogą syntezy wytworzono nowe zupełnie substancje, posiadające cenne własności mechaniczne, cieplne, elektryczne, chemiczne lub optyczne. Masy plastyczne zawdzięczają posiadanie tych wartościowych cech swej wielkocząsteczkowej strukturze.

Aby wyjaśnić to pojęcie przypomnijmy sobie, że wszelka materia składa się z cząsteczek dzielących się na atomy. Każda z substancyj posiada cząsteczki zbudowane identycznie, a więc mające zawsze tę samą ilość tych samych atomów w jednakowy sposób ze sobą powiązanych. Gdy jako przykład weźmiemy etylen (C_2H_4) lub acetylen (C_2H_2) widzimy, że ich cząsteczki składają się odpowiednio z 6-ciu lub 4-ch atomów. Substancje o małej ilości atomów w cząsteczce zostały nazwane *małocząsteczkowymi.*



Rys. 1.

są bynajmniej monopolistami w dziedzinie złożonej budowy cząsteczek.

Jeśli chcemy otrzymać materiał, posiadający cechy ciała plastycznego, możemy użyć jako produktu wyjściowego:

1⁰ naturalnych materiałów organicznych wielkocząsteczkowych jak np. celulozy, kazeiny i poddać je przeróbce chemicznej i fizycznej;

2⁰ materiałów małocząsteczkowych jak np. acetylen, etylen i drogą syntezy mniej lub więcej skomplikowanej doprowadzić do utworzenia cząsteczki zespołowej.

Niektóre z małocząsteczkowych substancji, jak choćby dopiero co wspomniane etylen i acetylen posiadają tendencję do wiązania swych cząsteczek w olbrzymie nieraz zespoły, tworzące nowe ciała *wielkocząsteczkowe*. Ilość atomów, wchodzących w skład tych zbiorowych cząsteczek sięga często liczby kilkudziesięciu i więcej tysięcy.

Nie każda z wielkocząsteczkowych substancji stanowi materiał plastyczny. Znamy naturalne wielkocząsteczkowe związki, jak celulozę (błonnik), kazeinę lub krochmal, które nie posiadają tego charakteru. Tak więc masy plastyczne, które swe cechy zawdzięczają wielkocząsteczkowej strukturze, nie

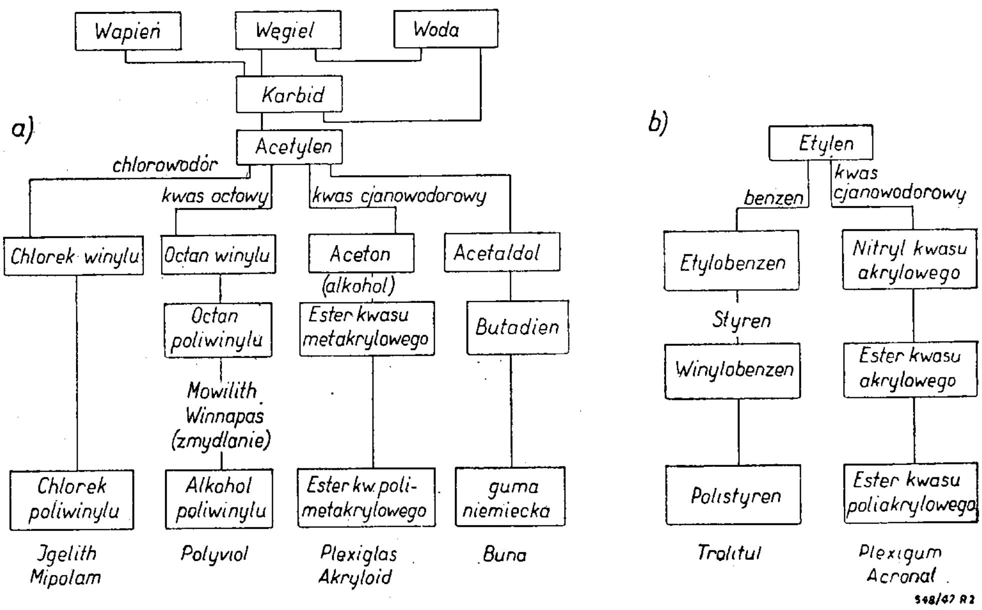
Przemiany, które pod wpływem określonych czynników chemicznych mają miejsce w celulozie, podane są na rys. 1 *a, b, c* i *d*.

Przykłady powstawania wielkocząsteczkowych mas plastycznych z tak prostych materiałów wyjściowych jak acetylen i etylen podaje rys. 2.

Przemysł syntetycznych materiałów plastycznych opiera się na reakcji chemicznej zwanej polimeryzacją i na jej odmianie polikondensacji.

1. Polimeryzacja

Polimeryzacja jest przemianą natury chemicznej, pozwalającą na przejście od czą-



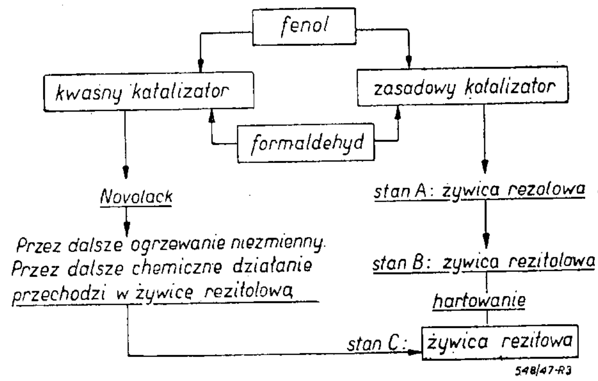
Rys. 2.

steczki małej — *monomeru* — do cząsteczki zespołowej — *polimeru*. Łączenie się ze sobą cząsteczek małych odbywa się w tym wypadku arytmetycznie, w postaci łańcuchów lub siatek trójwymiarowych, bez wytwarzania jakiegokolwiek związku ubocznego. Procentowo skład monomeru jest identyczny ze składem cząsteczki zespolonej, jakkolwiek własności chemiczne, fizyczne, elektryczne itd. obu substancji są zupełnie różne. Amerykański badacz *dr W. H. Carothers*, twórca słynnego „Nylonu", nazwał takie polimery *polimerami A*. Proces polimeryzacji tego rodzaju, przebiegający zwykle przy podgrzaniu i w obecności przyspieszacza (katalizatora) jest odwracalny, a wszystkie materiały tą drogą otrzymane nazywamy *termoplastycznymi* lub *termoaktywnymi*. Materiały pod wpływem ciepła miękną i mogą być formowane po raz drugi.

Proces polimeryzacji może być w każdej chwili przerwany przy pomocy tzw. wstrzymywaczy. Tym sposobem jesteśmy w możności otrzymywać polimery o dowolnej wielkości. Jeśli wychodzimy z monomeru gazowego, to drogą nieustającego procesu polimeryzacji otrzymujemy stopniowo ciało półpłynne, płynne aż do stałego. Jeżeli polimeryzacji podlega mieszanina dwóch lub więcej różnych monomerów (np. chlorek winylu i octan winylu), wtedy otrzymany polimer nazywamy *polimerem zespolonym* (kopolimerem). Jako przykład celowego zastosowania procesu polimeryzacji zacytuję, że w okresie ostatniej wojny z gazu etylenu otrzymano ciało stałe polietylen, jeden z najlepszych dielektryków, który umożliwił praktyczne zastosowanie radaru podczas bitwy o Wielką Brytanię.

2. Polikondensacja

Podczas *polikondensacji* pojedyncze cząsteczki również łączą się w dużą — *kondensat*, jednak z wydzieleniem innego, nowoutworzonego ciała, zwykle wody. *Dr W. H. Carothers* nazwał otrzymaną dużą cząsteczkę *polimerem C*. W tym wypadku jednak pojedyncza cząsteczka różni się strukturalnie od polimeru C. Podobnie jak przy polimeryzacji, polimer C również posiada zupełnie inne własności mechaniczne, elektryczne, chemiczne i t d., niż cząstka pojedyncza. Proces polikondensacji, przebiegający zwykle przy podgrzaniu i w obecności przyśpieszacza (katalizatora), jest nieodwracalny, a produkty otrzymane tą drogą nazywamy materiałami plastycznymi *termozestalającymi się* lub *termopasywnymi*. Pod nazwą materiał plastyczny termozestalający się będziemy rozumieć taki materiał, który pod działaniem ciepła upłynni się i przejdzie w stan końcowy stały, niedający się pod wpływem ciepła powtórnie upłynnić. Produkt końcowy nie może być wielokrotnie przerabiany w przeciwieństwie do materiałów termoplastycznych. Należy podkreślić, że ścisłej granicy rozdziału obu reakcji: polimeryzacji i polikondensacji nie ma i dlatego stosujemy często tylko pierwsze określenie t. j. polimeryzację.



Rys. 3.

Typowym przykładem polikondensacji jest produkowanie tzw. żywicy fenolowej z fenolu i formaldehydu (rys. 3). Podczas polikondensacji otrzymujemy 3 stany żywicy. Stan *A* tzw. żywica rezolowa przechodzi w stan *B* tzw. żywicę rezitolową, a w końcu w stan *C* żywicę rezitową, która jest ostatecznym produktem. W przedstawionej reakcji najważniejsze jest to, że rozpuszczalność i topliwość duża na początku, pod koniec reakcji maleje coraz bardziej, aż w końcu zanika w stanie *C*. Jeżeli przerwiemy przebieg reakcji we wcześniejszym stadium (w stanie *A* lub *B*), wtedy otrzymany produkt da się odlewać względnie prasować w formach. Jeżeli przy formowaniu, wskutek podgrzania formy, reakcja zostanie doprowadzona do końca, wtedy masa zestali się w formie, oddając wiernie jej kształt. Masa jest nierozpuszczalna i nietopliwa. Powtórna przeróbka jej jest niemożliwa.

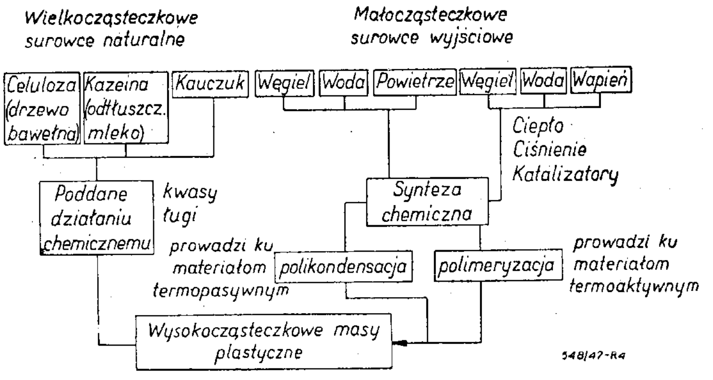
3. Podział materiałów plastycznych

Niżej podany podział jest zestawieniem najważniejszych materiałów plastycznych wraz z podaniem typowych marek fabrycznych. Materiały mniej ważne zostały w tym zestawieniu pominięte.

A. Materiały plastyczne termozestalające się (syntetyczne),

1) grupa fenolowa

żywice fenolowo - formaldehydowe tzw. fenoplasty (Bakelit, Trolon, Trolitan, Dekorff, Haveg, Keebusch, Catalin, Tegofilm itd.);



Rys. 4.

2) grupa mocznikowa

żywice mocznikowo - formaldehydowe tzw. aminoplasty (Pollopas, Beetle Plaskon i t. d.);

3) grupy inne, jak anilinowa, melominowa, allylowa i t. d.

B. Materiały termo-plastyczne.

1) Na podstawie kazeiny półsyntetycznej (Galalit, Lactoid, Ameroid, Syrolith, Hornit);

2) Na podstawie celulozy (półsyntetyczne).
   - a) azotan celulozy (celuloid, Trolit F, Xylonit, lakiery nitrocelulozowe, Dermatoid i t. d.),
   - b) octan celulozy (cellon, Cellit, Trolit W, lakiery celulozowe i t. d.),
   - c) alkali-celuloza (Wiskoza, sztuczny jedwab, Celofan, Tomofan, Vulkanfiber i t. d.),
   - d) etery celulozowe np. benzyloceluloza (Trolit BC, lakiery i t. d.);

3) na podstawie węglowodorów (syntetyczne)
   - a) grupa związków winylowych
     1. chlorek poliwinylu (Geon, Igelit, Koroseal, Welvic),
     2. chlorek poliwinylidenu (Saran i t. d.),
     3. octan poliwinylu (Gelvas, Vinnapas, Alvar, Pekaglas i t. d.),
     4. alkohol poliwinylu (Polyviol i t. d.),
     5. polimery zespolone połączeń winylowych (Astralon, Vinylite, Mipolam i t. d.),
   - b) grupa polistyrenu (Trolitul, Distrene, Styron, Lustron, Styroflex i t. d.),
   - c) grupa związków akrylowych
     1. estry kwasu poliakrylowego (Plexigum, Acronal, Borron, Stabol, Diakon i t. d.),
     2. estry kwasu polimetakrylowego (Plexiglas, Akryloid, Perspex, Lucite, Crystalite, Kallodent i t. d.);
   - d) grupa polietylenów (Alkathene, Xylene i t. d.);
   - e) grupa poliamidów (Nylon, Exton),
   - f) grupy inne (kumaronowo-indenowe, poliisobutylenu i t. d.);

4) na podstawie naturalnej żywicy i naturalnego asfaltu,

5) materiały plastyczne naturalne (szelak, bitumen, Congoccopal, Elemi, Manilas, Sandarac i t. d.,

6) sztuczna guma (Buna S, Buna SS, Buna N., Perbunan, Hycar O., Chemigum, guma butylowa, Neopren).

Z 92 dotychczas znanych pierwiastków zasadniczo tylko pięć jest składnikami występującymi w materiałach plastycznych, a mianowicie: węgiel (C), wodór (H), tlen (O), azot (N) i chlor (Cl).

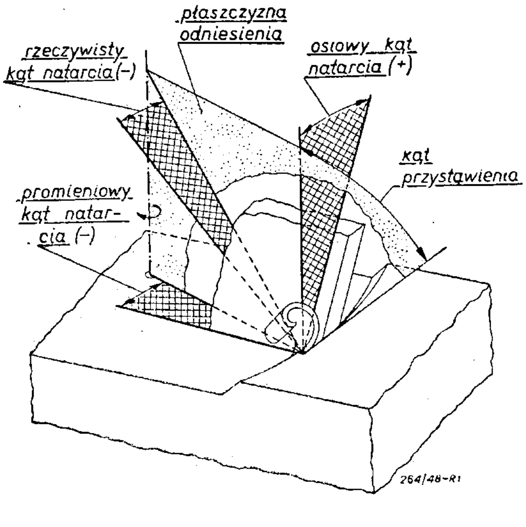
Rys. 4 przedstawia surowce, z których otrzymujemy setki materiałów plastycznych o cennych właściwościach mechanicznych, cieplnych, elektrycznych, optycznych i t. p.

Podstawowym składnikiem jest węgiel. Polska znajduje się w tym szczęśliwym położeniu, że posiada znaczne zasoby węgla, dlatego zainteresowanie materiałami plastycznymi winno być bardzo duże i doprowadzić do stworzenia czołowego przemysłu plastycznego w Europie. W bardzo wielu wypadkach materiały te zastąpią brakujące Polsce surowce i uniezależnią ją gospodarczo od zagranicy.

KĄTY OSTRZY NARZĘDZI RZĄDZĄ WYDAJNOŚCIĄ SKRAWANIA [1]

W ciągu ubiegłych pięćdziesięciu lat postęp w konstrukcji narzędzi do obróbki mechanicznej zawdzięczaliśmy nowym materiałom narzędziowym, a więc stali szybkotnącej — na przełomie ubiegłego stulecia, oraz stopom spiekanym — w jakieś 30 lat później.

Dążenie do zwiększenia czasu pracy narzędzi oraz znaczniejsze szybkości skrawania i posuwy, umożliwione dzięki zastosowaniu nowych materiałów narzędziowych, pobudzały do wyrobu mocniejszych i bardziej wydajnych narzędzi, eliminując jednocześnie konstrukcje starszego pochodzenia.



Rys. 1.

Z początkiem ubiegłej wojny zainicjowano nowy zryw w tym kierunku, ale tym razem jednakże postęp był głównie rezultatem rozwoju geometrycznego kształtu narzędzi, szczególnie frezów, jak to można było zaobserwować w zastosowaniu ostrzy o ujemnych kątach natarcia oraz w głowicach frezowych — dużych kątów przystawienia i dużych dodatnich[2]) kątów pochylenia krawędzi tnącej.

Ze wzrastającą uwagą traktuje się dziś przeto zagadnienie właściwego doboru kątów narzędzi, jako środka w doskonaleniu metod produkcji i lepszego wykorzystania dokładności i wydajności nowoczesnych obrabiarek.

Ze względu na złożone zależności kątowe, występujące w geometrii narzędzi, dość trudno jest odtworzyć w wyobraźni różne kąty narzędzia, które decydują o odprowadzeniu wióra i pracy narzędzia, np. freza.

Dla łatwiejszego wyjaśnienia i przestudiowania występujących problemów wykonano w Laboratorium Zakładów Cincinnati model typowej głowicy frezowej, nowoczesnej konstrukcji z przezroczystego materiału plastycznego.

Za pomocą tego modelu zilustrowano trzy odrębne zagadnienia:

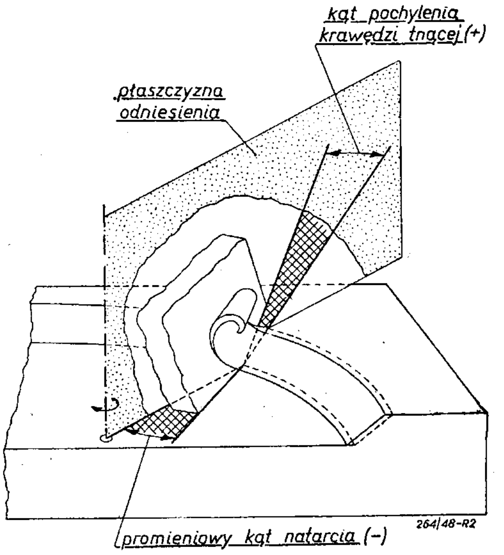
1) zależności występujące między kątami,
2) odprowadzanie wióra,
3) sposób wstępnego zetknięcia zęba z materiałem.

I. Zależności między kątami

Oś freza jest naturalną linią odniesienia jego kształtu geometrycznego, a zatem i płaszczyzna zawierająca tę oś jest naturalną płaszczyzną odniesienia przy ustalaniu zależności kątowych.

W głowicach frezowych mamy zasadniczo do czynienia z pięcioma podstawowymi kątami (rys. 1 i 2), wielkości których decydują o wydajności skrawania i odprowadzaniu wiórów. Są to kąty:

1) promieniowy kąt natarcia (radial rake),
2) osiowy kąt natarcia (axial rake),
3) rzeczywisty kąt natarcia (true rake),
4) kąt pochylenia krawędzi tnącej (inclination),
5) kąt przystawienia (corner angle) [3]).

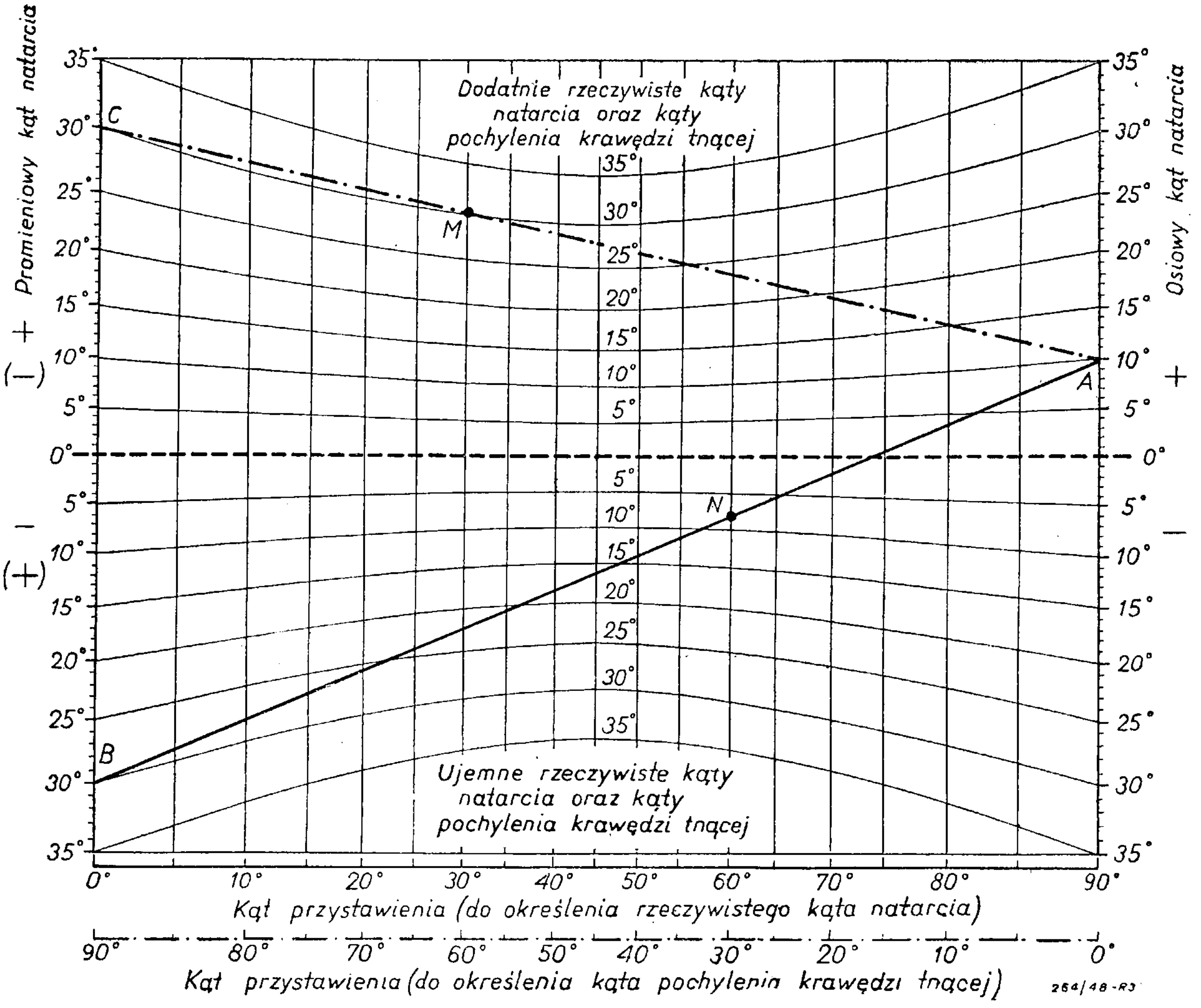


Rys. 2.

1) Jest to skrót artykułu *M. Kronenberga* „Tool angles govern cutting efficiency", zamieszczonego w czasopiśmie „The Machinist" — maj, 1948 r.

2) Należy tu zaznaczyć, że w ujęciu amerykańskim dodatni znak kąta pochylenia głównej krawędzi tnącej odpowiada ujemnemu wg Polskiej Normy PN/N — 602.

3) Kąt przystawienia w ujęciu amerykańskim jest dopełnieniem kąta przystawienia w pojęciu naszej normy PN/N — 602.



Rys. 3. Wykres do określenia rzeczywistego kąta natarcia oraz kąta pochylenia krawędzi tnącej dla ostrzy głowicy frezowej.

Przykład: Ostrze głowicy frezowej posiada dodatni osiowy kąt natarcia (+10°), ujemny promieniowy kąt natarcia (—30°) i kąt przystawienia 60°.

Celem wyznaczenia rzeczywistego kąta natarcia należy połączyć linią prostą (ciągłą) punkty: *A* (+10°) na skali osiowego kąta natarcia i *B* (—30°) na skali promieniowego kąta natarcia; przecięcie prostej *AB* z rzędną odpowiadającą 60° (punkt *N*) wyznacza rzeczywisty kąt natarcia (wynoszący około —8°).

Celem wyznaczenia kąta pochylenia krawędzi tnącej, prowadzimy linię prostą *AC* (kreskowaną), łączącą punkt *A* (+10°) na skali osiowego kąta natarcia z punktem *C* (—30°). W tym wypadku znaki kątów natarcia promieniowych przyjmuje się odwrotnie niż przy wyznaczaniu rzeczywistego kąta natarcia, a więc obowiązują znaki podane w nawiasach. Rzędna odpowiadająca kątowi przystawienia 60° poprowadzona wg skali dolnej kreskowanej daje w przecięciu z prostą *AC* punkt *M*, który pozwala odczytać na pionowej skali środkowej kąt pochylenia krawędzi tnącej, który wynosi +30°.

Pomiędzy tymi kątami istnieją związki matematyczne[4]). Pierwsze cztery kąty zawarte są pomiędzy powierzchnią natarcia oraz płaszczyzną odniesienia; płaszczyzny zawierające te kąty są prostopadłe do płaszczyzny odniesienia, która zawiera oś freza i przechodzi przez wierzchołek ostrza.

Aczkolwiek płaszczyzny, zawierające te cztery kąty są prostopadłe do płaszczyzny odniesienia, są one różnie skierowane, a mianowicie: a) płaszczyzna promieniowego kąta natarcia pokrywa się z płaszczyzną obrobioną; b) płaszczyzna osiowego kąta natarcia jest prostopadła do obrobionej powierzchni; c) płaszczyzna kąta pochylenia krawędzi tnącej przechodzi przez krawędź tnącą, a zatem przecina się z płaszczyzną odniesienia według linii, która jest rzutem krawędzi tnącej na płaszczyznę odniesienia; d) płaszczyzna rzeczywistego kąta natarcia jest prostopadła do tej linii.

Kąt przystawienia, leżąc w płaszczyźnie odniesienia, zawarty jest pomiędzy osią freza i rzutem krawędzi tnącej. Należy mierzyć kąt przystawienia w płaszczyźnie odniesienia, a nie w płaszczyźnie czoła zęba,

4) Matematyczne wzory dla zależności kątowych były publikowane w „Mechanical Engineering", grudzień, 1943, przez *M. Kronenberga* w artykule pod tytułem „Zależności kątów skrawania w narzędziach do obróbki mechanicznej metali".

gdyż oś freza i krawędź tnąca są liniami wichrowatymi.

Cztery płaszczyzny prostopadłe do płaszczyzny odniesienia przecinają się według tej samej linii prostej, która przechodzi przez wierzchołek ostrza i jest w tym punkcie styczna do okręgu zakreślonego przez wierzchołek ostrza freza (kierunek chwilowej szybkości skrawania).

II. Wpływ kąta przystawienia

Zmiana wartości kąta przystawienia wpływa na wielkość rzeczywistego kąta natarcia oraz kąta pochylenia krawędzi tnącej. Zachowując niezmienne wartości kątów natarcia: promieniowego i osiowego, a zmieniając kąt przystawienia, spowodujemy zmianę rzeczywistego kąta natarcia i kąta pochylenia krawędzi tnącej.

Stąd przy wymiarowaniu freza niedostateczne jest podanie tylko kątów natarcia osiowego i promieniowego; kąt przystawienia musi być również podany.

Określenie rzeczywistego kąta natarcia oraz kąta pochylenia krawędzi tnącej przy danym promieniowym i osiowym kącie natarcia oraz kącie przystawienia ułatwia wykres, podany na rys. 3.

Łącząc dwiema liniami prostymi podane wartości dla osiowego i promieniowego kąta natarcia odczytamy wartość rzeczywistego kąta natarcia przy dowolnych wartościach kąta przystawienia.

Wykres można stosować również do noży tokarskich, zmieniając tylko oznaczenia:

osiowy kąt natarcia — na kąt natarcia tylny,

promieniowy kąt natarcia — na kąt natarcia boczny.

W wypadku frezów walcowych, kąt przystawienia równa się zero; łatwo zauważyć z wykresu, że wówczas rzeczywisty kąt natarcia równa się promieniowemu kątowi natarcia, a kąt pochylenia krawędzi tnącej równa się osiowemu kątowi natarcia, który często nazywamy kątem pochylenia linii śrubowej (we frezach walcowych i walcowo-czołowych).

III. Odprowadzanie wióra

Kąt pochylenia krawędzi tnącej jest czasami bardziej istotny w pracy narzędzi tnących niż rzeczywisty kąt natarcia, gdyż pozwala w pewnych granicach sterować kierunkiem ruchu wióra.

Duży dodatni kąt pochylenia krawędzi tnącej wywołuje „wyśrubowywanie się" wióra z przestrzeni pomiędzy czołem freza i przedmiotem obrabianym.

Przy dostatecznie dużym dodatnim kącie pochylenia krawędzi tnącej, tworzy się śrubowy wiór uchodzący na zewnątrz nawet przy frezowaniu żeliwa.

IV. Wstępne zetknięcie zęba z przedmiotem obrabianym

Matematycznie można udowodnić[5]), że stosując odpowiednie kąty punkt, który wchodzi jako pierwszy w zetknięcie z materiałem powierzchni obrabianej wcale nie leży na krawędzi tnącej, a w pokaźnej odległości od tej krawędzi.

Jest to bardzo pomocne w zwiększeniu czasokresu życia freza, ponieważ wstępne zetknięcie występuje w punkcie, gdzie ząb jest wytrzymalszy niż w ostrym wierzchołku krawędzi tnącej.

Położenie punktu wstępnego zetknięcia jest zależne od osiowego kąta natarcia, promieniowego kąta natarcia, kąta przystawienia jak również od położenia osi freza w stosunku do wejściowej linii w obrabianym przedmiocie.

Inż. W. Zaremba.

5) „Machinery" Oct. 1945, str. 149 i 156, artykuł pod tytułem „Wstępne zetknięcie freza z materiałem oraz w „Transactions ASME", kwiecień, 1946 „Analiza wstępnego zetknięcia freza i materiału obrabianego w stosunku do długotrwałości jego pracy" przez *M. Kronenberga.*

PRODUKUJEMY W KRAJU SPAWALNICE PRZETWORNICOWE

W zeszycie 7—8/48 na stronie 326 ukazał się artykuł *dr inż. Jerzego Wieczorka* „Produkujemy w kraju spawalnice przetwornicowe". W związku ze zmianami ilości produkowanych spawalnic i zwiększeniem ilości typów, podajemy dodatkowo:

W roku 1948 przewiduje się wyprodukowanie opisanych spawalnic w ilości nie 300 lecz 400, a w r. 1949 dalszych 800 — 1000. Wymiary spawalnicy wynoszą: długość 1100 mm, szerokość 590 mm, wysokość 805 mm; ciężar spawalnicy — ok. 350 kG.

W ostatnim czasie opracowano w Zakładzie M23 prototyp spawalnicy, której asynchroniczny silnik napędowy posiada uzwojenie przełączalne na 4 różne napięcia sieci, a mianowicie: 125, 220, 380 i 500 V. Uzwojenie jest wykonane w ten sposób, że umożliwia przy każdym z napięć korzystanie z przełączania z gwiazdy na trójkąt. Spawalnica ta, jest szczególnie korzystna dla przedsiębiorstw, wykonujących roboty w miejscach, w których są różne napięcia sieci. Spawalnice te będą produkowane przez Zakład M23 jeszcze w bieżącym roku.

Obecnie są opracowywane spawalnice przetwornicowe, które umożliwią spawanie przy natężeniu prądu 450 A. Będą się one różnić od poprzednio wyprodukowanych zasadniczo tylko długością pakietu blach. Silnik napędowy może posiadać zwykłe uzwojenie lub przełączalne na 4 różne napięcia. Seryjną produkcję tej spawalnicy przewiduje się w roku 1949.

POLSKA ENCYKLOPEDIA MECHANIKI

Prof. dr inż. M. T. HUBER

TEORIA MASZYN PROSTYCH

1. Pojęcia podstawowe

Ze stanowiska mechaniki teoretycznej stanowi *maszyna* układ materialny, którego ruch służy do tego, aby pracę dostarczoną bezpośrednio lub pośrednio przez naturalne źródła energii zamienić na pracę użyteczną (użytkową), t.zn. na pracę *sił* równoważących dane *opory*. Te ostatnie dzielimy na *opory użyteczne* i *szkodliwe*. Gdy np. maszyna służy do podnoszenia ciężarów *(dźwignica)*, to oporem użytecznym jest ciężar podnoszony przez maszynę, a oporami szkodliwymi są: tarcie w łożyskach, opór sztywności cięgien itp.

Maszyny dzielimy w ogóle na *silniki*, czyli motory, czerpiące energię bezpośrednio ze źródeł w przyrodzie, oraz *maszyny robocze*, które od silników pobierają energię i przekształcają ją na pracę użyteczną. Np. przy obracaniu przez robotnika korby w ręcznym wyciągu budowlanym, występuje człowiek jako silnik, a wyciąg jako maszyna robocza.

W ruchu maszyny rozróżniamy trzy stadia: *rozruch*, tj. wprawienie maszyny spoczywającej w ruch czyli *bieg normalny* stanowiący stadium drugie i *bieg zanikający* jako stadium trzecie.

Ponieważ w biegu normalnym maszyny średnia wartość jej energii kinetycznej jest zwykle praktycznie stałą, przeto stosownie do zasady energii wnosimy, że praca wszystkich sił zewnętrznych i wewnętrznych musi być stale bliska zeru. Biorąc pod uwagę liczbowe wartości *pracy włożonej* w maszynę L, *pracy użytecznej* L_u, i *pracy oporów szkodliwych* L_s, mamy związek

$$L = L_u + L_s$$

W wielu maszynach mamy do czynienia z jedną siłą poruszającą P i jednym oporem użytecznym Q. Wtedy można napisać $L = Pp$ i $L_u = Qq$, gdzie p i q oznaczają długość dróg opisanych jednocześnie przez punkty maszyny, na które działają P w kierunku zgodnym z ruchem i Q w kierunku przeciwnym. Stosunek

$$\frac{L_u}{L} = \frac{Qq}{Pp} = \eta$$

nazywamy *sprawnością* maszyny i wyrażamy ją często w odsetkach (pracy włożonej).

Sprawność można także określić przez porównanie maszyny rzeczywistej z „idealną", tj. bez oporów szkodliwych. Wtedy bowiem jest

$$\eta = \frac{P'}{P} = \frac{Q}{Q'}$$

jeżeli P' i Q' oznacza siłę i opór w maszynie idealnej. Niektóre maszyny mogą działać przy ruchu wstecznym od normalnego. Wtedy opór użytkowy Q gra rolę siły, a siła P obejmuje rolę oporu użytkowego. Praca oporu szkodliwego zmienia przy tym swój znak, a więc

$$L = L_u - L_s$$

Z tego wynika, że ruch wsteczny jest możliwy tylko, gdy $L_s < L_u$, wtedy bowiem jest L dodatnie. Skoro jednakże jest $L_s > L_u$, czyli gdy sprawność w ruchu prostym maszyny $\eta < 1/2$, to ruch wsteczny nie jest możebny, gdyż sam opór szkodliwy wystarcza do zniesienia każdego obciążenia użytkowego maszyny. $\eta < 1/2$ jest więc *warunkiem samohamowności maszyny*.

Gdy maszyna o sprawności η_1 przenosi pracę na drugą o sprawności η_2, ta zaś na trzecią o sprawności η_3 itd., to sprawność maszyny złożonej

$$\eta = \eta_1 \eta_2 \eta_3 \dots$$

2. Maszyny „proste"

Tak nazywano w dawnych czasach sześć maszyn bardzo rozpowszechnionych zwłaszcza do podnoszenia ciężarów, wyobrażając sobie, że każda inna maszyna da się rozłożyć teoretycznie na „proste". Chociaż to mniemanie okazało się mylne, to jednak *teoria maszyn prostych* może służyć po dziś dzień jako szereg przykładów praktycznego zastosowania zasad mechaniki.

Maszyny „proste" podzielono na dwie grupy, po trzy. Pierwszą jest grupa *dźwigni*, do której należy nadto *krążek* i *kołowrót;* drugą zaś grupa *równi pochyłej*, do której należy jeszcze *klin* i *śruba*. Rozróżniamy przy tym *maszyny idealne*, w których pomijamy wszelkie opory szkodliwe dla znakomitego uproszczenia teorii, od *maszyn rzeczywistych*, w których takie opory grają ważną rolę.

3. Dźwignia

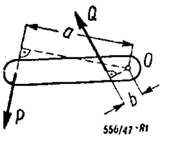
Tak nazywamy, jak wiadomo, każde ciało dostatecznie sztywne i obracalne około osi, na które działa siła P i opór użyteczny Q, bądź to po jednej stronie osi *(dźwignia jednoramienna)* (rys. 1), bądź też po obu stronach *(dźwignia dwuramienna)* (rys. 2), lub jej odmiana zwana *dźwignią kątową* (rys. 3), przy czym P i Q leżą zwykle w płaszczyźnie prostopadłej do osi obrotu dźwigni.

W dźwigni idealnej daje warunek momentów względem osi obrotu (czy to w stanie

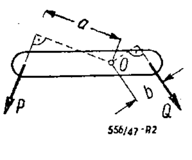
spoczynku, czy też jednostajnego obrotu dźwigni)

$$Pa = Qb$$

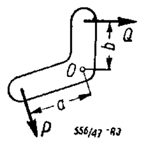
gdzie a jest ramieniem momentu siły P, zaś b siły Q, gdyż reakcje osi nie dają różnej od zera wartości momentu. Natomiast w *dźwigni technicznej* (rzeczywistej), opartej czopami o promieniu r, nie jest moment reakcji R



Rys. 1.



Rys. 2.



Rys. 3.

zerem. Moment reakcji R da się wyrazić (jak wiadomo z rozdziału o tarciu) iloczynem $Rr \sin\varphi = Rr\mu'$, gdzie φ oznacza kąt tarcia, a μ' współczynnik tarcia czopowego, R zaś równoważy wypadkową P i Q. Wtedy dla ruchu przygotowanego dźwigni zgodnie z momentem siły P daje warunek momentów

$$Pa = Qb + Rr\mu'$$

zaś dla ruchu w kierunku przeciwnym jest

$$Pa = Qb - Rr\mu'$$

Wyraziwszy R przez P i Q, trzeba jeszcze każde z tych równań rozwiązać względem P.

Z równań tych widzimy, że aby się zbliżyć możliwie do warunków idealnych, jak tego wymagamy od wag dźwigniowych, to należy stosować możliwie małe r i μ'. To osiągamy przez zastąpienie czopów „ostrzami" z bardzo twardego metalu toczącymi się bez ślizgania po odpowiedniej twardej panewce.

W równaniach powyższych nie uwzględniono ciężaru własnego dźwigni G, który gra niekiedy ważną rolę i w ogóle nie powinien być pominięty. Z jego uwzględnieniem okazuje się, zgodnie z pomiarami doświadczalnymi, że zależność P od Q da się zawsze wyrazić w postaci

$$P = \alpha\, Q + P_0$$

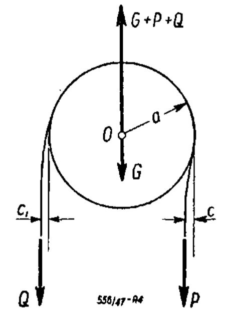
gdzie α i P_0 są stałymi charakterystycznymi dla maszyny.

4. Krążek

Krążkiem lub *blokiem* nazywamy maszynę „prostą", składającą się z krążka obracalnego dookoła osi stałej i z cięgna przylegającego częściowo do rowka wyżłobionego na obwodzie krążka. Na jeden koniec cięgna działa siła P, na drugi zaś opór użyteczny (np. ciężar) Q. Całość działa jak dźwignia równoramienna, gdyż ramię siły P i ramię oporu Q są równe promieniowi krążka a, mierzonemu od osi obrotu do osi cięgna. Gdyby cięgno nie miało sztywności zginania i nie zachodziło tarcie cięgna o rowek oraz tarcie osiowe krążka (przypadek idealny), to byłoby

$$P = Q$$

Ale w rzeczywistości objawia się sztywność cięgna w ten sposób, że część cięgna wchodząca na krążek, napięta oporem Q, zakrzywia się, a część schodząca z krążka napięta siłą P prostuje się, tak, iż ramieniem siły staje się $a - c$, a ramieniem oporu $a + c_1$ (rys. 4). Wartości c i c_1 zależne od promienia a i sztywności cięgna wyznacza się doświadczalnie. Uwzględniając nadto tarcie w łożyskach i ciężar własny krążka G napiszemy warunek momentów w postaci:



Rys. 4.

$$P(a - c) = Q(a + c_1) + (G + P + Q)\, r\mu'$$

gdzie r oznacza promień czopów, a μ' współczynnik tarcia czopowego. Stąd:

$$P = Q\,\frac{1 + \beta_1}{1 - \beta} + \frac{K}{1 - \beta}$$

przy oznaczeniach skracających

$$\beta = \frac{c}{a} + \mu'\frac{r}{a};\quad \beta_1 = \frac{c_1}{a} + \mu'\frac{r}{a};\quad K = G\mu'\frac{r}{a}$$

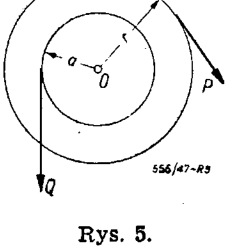
Mamy więc znowu związek w postaci

$$P = \alpha\, Q + P_0$$

z parametrami stałymi α i P_0.

5. Kołowrót

Kołowrót, czyli koło na wale (rys. 5) działa jak dźwignia nierównoramienna. Ramieniem siły P jest promień koła r, na którego obwód ta siła działa; ramieniem oporu użytecznego Q jest promień wału a, mierzony od środka przekroju cięgna do osi obrotu wału.



Rys. 5.

W wypadku idealnym jest więc:

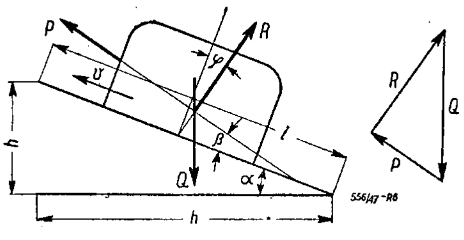
$$Pr = Qa$$

W wypadku zaś rzeczywistym piszemy

równanie momentów z uwzględnieniem sztywności cięgna i tarcia czopowego podobnie jak dla krążka i dźwigni. Reakcja osi jest przy tym oczywiście zależna od miejsca, na które działa siła *P*. Gdy np. zamiast jednej siły *P* zastosujemy dwie działające na oba końce średnicy koła i tworzące parę, to one nie wywołują żadnej reakcji osi.

6. Równia pochyła

Gdy *Q* oznacza ciężar ciała położonego na podłożu płaskim, nachylonym do poziomu



Rys. 6.

pod kątem α (rys. 6), zwanym *równią pochyłą*, to ruch jednostajny ciała w górę lub w dół (lub w szczególnym przypadku spoczynek) wymaga siły *P* równoważącej ciężar *Q* i reakcję równi, która bez tarcia byłaby normalną *N*. Warunki rzutów na płaszczyznę równi i prostopadłą do niej dają równania, z których wynika

$$P = Q\frac{\sin\alpha}{\cos\beta}\,;\quad N = Q\,\frac{\cos(\alpha+\beta)}{\cos\beta}$$

a) Gdy siła *P* jest równoległa do równi ($\beta = 0$), to

$$P = Q\sin\alpha = Q\frac{h}{l}$$

b) Gdy siła *P* jest pozioma ($\beta = -\alpha$), to

$$P = Q\,\mathrm{tg}\,\alpha = Q\frac{h}{b}$$

Przypadek (a) zachodzi przy ciągnieniu siłą *P* najmniejszą przy danym kącie α. W przypadku (b), który gra ważną rolę w teorii śruby jest *P* większe, ale jak łatwo sprawdzić praca siły *P* potrzebna do podniesienia ciężaru *Q* na wysokość *h* jest w obu przypadkach taka sama.

Z uwzględnieniem tarcia trzeba odróżnić przypadek ruchu w górę, od ruchu w dół (rys. 6). Reakcja całkowita *R* równi odchyla się w przypadku pierwszym od normalnej o kąt φ tak, że jej składowa styczna, tj. siła tarcia $N\mathrm{tg}\,\varphi = N\mu$ jest skierowana w dół, a w przypadku drugim w górę. A zatem z równań równowagi otrzymujemy

$$P = Q\,\frac{\sin(\alpha\pm\varphi)}{\cos(\beta\pm\varphi)},$$

przy czym znaki górne odnoszą się do ruchu w górę, a dolne do ruchu w dół. Sprawność przy ruchu w górę przedstawia wzór:

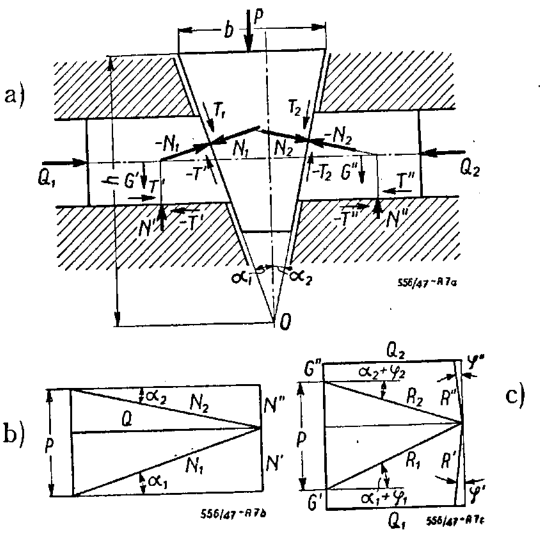
$$\eta = \frac{\sin\alpha}{\cos\beta}\cdot\frac{\cos(\beta-\varphi)}{\sin(\alpha+\varphi)}$$

W stanie spoczynku zachodzi między *P* a *Q* związek

$$Q\frac{\sin(\alpha-\varphi)}{\cos(\beta+\varphi)} \leqslant P \leqslant Q\frac{\sin(\alpha+\varphi)}{\cos(\beta-\varphi)}$$

7. Klin

Jest to ciało pryzmatyczne, którego jedna para ścian bocznych przeciwległych tworzy kąt ostry α. Siła *P* działająca prostopadle na głowę klina o szerokości *b* (rys. 7a) przenosi przez te ściany nacisk na dwie części ruchome *G'* i *G"* prowadzone pryzmatycznie równolegle do *b*, na które działają opory użyteczne Q_1 i Q_2. Wykreśliwszy w przypadku idealnym (bez tarcia) plan sił otrzymamy (rys. 7b), w którym $Q_1 = Q_2 = Q$. Nadto widać, że



Rys. 7.

$$P = Q\,\mathrm{tg}\,\alpha_1 + Q\,\mathrm{tg}\,\alpha_2 = Q\,\frac{b}{h}$$

gdzie *h* jest wysokością (długością) teoretyczną klina.

Z uwzględnieniem tarcia i ciężaru własnego *G'* i *G"* obu części przesuwalnych poziomo znajdujemy plan sił (rys. 7c), z którego łatwo odczytać 6 równań rzutów dających w przypadku równych współczynników tarcia, oraz równości $G' = G'' = G$, $Q_1 = Q_2 = Q$, związek

$$P = \frac{2\sin(\alpha_1+\alpha_2+2\varphi)\,(Q\cos\varphi + G\sin\varphi)}{\cos(\alpha_1+\varphi)\cos(\alpha_2+2\varphi)+\cos(\alpha_2+\varphi)\cos(\alpha_1+2\varphi)}$$

Dla ruchu wstecznego przy niezmienionym kierunku siły *P* wystarczy w tym równaniu zastąpić φ przez $-\varphi$.

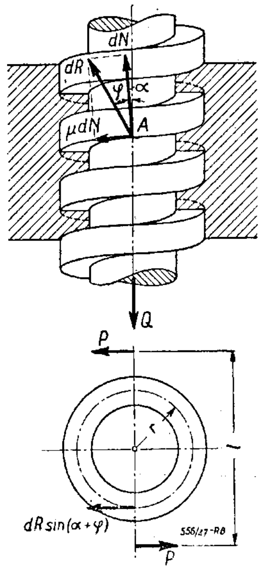
Warunek samohamowności ma wtedy postać

$$\alpha_1 + \alpha_2 < 2\,\varphi_1$$

ponieważ przy tym jest P ujemne, t.zn. że siły Q nie mogą pokonać tarcia w ruchu wstecznym, czyli zgodnym z kierunkami sił Q. Na tym polega działanie klinów łączących o małej zbieżności (małym kącie $\alpha_1 + \alpha_2$).

8. Śruba o gwincie płaskim

Opór użytkowy śruby działającej jako maszyna można zwykle zastąpić ciężarem Q wiszącym na śrubie w położeniu pionowym



Rys. 8.

jej osi przy ustaleniu jej gniazda (nakrętki) (rys. 8). Obracając łeb śruby parą sił o momencie **M** podnosimy jednocześnie ciężar Q. W śrubie idealnej (bez tarcia) musi praca momentu **M** $2\,\pi$ przy jednym obrocie śruby być równą pracy Qh potrzebnej do podniesienia ciężaru Q na wysokość h równą skokowi śruby. Kąt nachylenia α środkowej linii śrubowej gwintu do przekroju poprzecznego trzonu śruby jest przy tym określony wzorem $\operatorname{tg}\alpha = \frac{h}{2\,r\,\pi}$, gdzie r jest promieniem walca wyznaczającego tę linię śrubową.

Mamy więc

$$\frac{\mathbf{M}}{r} = Q\operatorname{tg}\alpha,$$

co wyraża — gdy napiszemy P zamiast $\mathbf{M}/r$, że $P = Q\operatorname{tg}\alpha$, podobnie jak to otrzymaliśmy dla równi pochyłej przy zrównoważeniu ciężaru Q siłą poziomą P. Śrubę o gwincie płaskim można więc poniekąd traktować jako równię pochyłą owiniętą dokoła walca pionowego.

Stosownie do tego możemy uwzględniając tarcie powtórzyć wzór

$$P = Q\operatorname{tg}(\alpha \pm \varphi) = \frac{\mathbf{M}}{r} \text{ albo } P = Q\frac{\sin\alpha \pm \mu\cos\alpha}{\cos\alpha \mp \mu\sin\alpha}$$

wynikający dla równi pochyłej przy $\beta = -\bar{\alpha}$. Znak $+$ odnosi się do podnoszenia ciężaru Q, a $-$ do jego opuszczania. Śruba jest samohamowna gdy $\alpha < \varphi$ gdyż wtedy staje się P ujemnym. Sprawność zaś śruby przy jej działaniu normalnym określi wzór

$$\eta = \frac{\operatorname{tg}\alpha}{\operatorname{tg}(\alpha + \varphi)}$$

9. Śruba o gwincie ostrym

Przekrój gwintu płaszczyzną osiową trzonu jest trapezem (lub trójkątem) równoramiennym. Przy oznaczeniach:

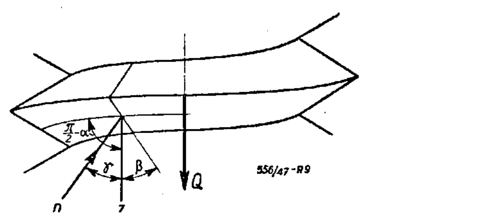
α — *kąt nachylenia linii śrubowej* połowiącej szerokość gwintu (rys. 9),

β — kąt nachylenia do osi śruby płaszczyzny stycznej do powierzchni gwintu,

γ — kąt utworzony przez normalną n do tej powierzchni z osią śruby,

zachodzi związek

$$\cos\gamma = \sqrt{\cos^2\alpha - \cos^2\beta}$$



Rys. 9

Równanie rzutów sił na oś pionową daje

$$Q = \Sigma\, dN' - \Sigma\, dT'$$

gdzie $dN' = dN \cdot \cos\gamma$ i $dT' = dT \cdot \sin\alpha = \mu\, dN \cdot \sin\alpha$ oznaczają odpowiednio rzuty reakcji normalnej dN i tarcia dT w elemencie powierzchni gwintu. Równanie pracy zaś (przy obrocie o kąt $2\,\pi$, przy czym siły tarcia odbywają drogę $l = \sqrt{h^2 + (2\,r\,\pi)^2}$, gdzie r jest promieniem środka gwintu, a h skokiem śruby) ma postać

$$2\,\pi\,\mathbf{M} = Q\left[h + \frac{\mu\, l}{\sqrt{\cos^2\alpha - \cos^2\beta} - \mu\sin\alpha}\right]$$

Po wprowadzeniu siły $P = \mathbf{M}/r$, sprowadzonej do promienia środkowego r, można ten wynik przekształcić do postaci

$$P = Q\frac{\sin\alpha + \mu'\cos\alpha}{\cos\alpha - \mu'\sin\alpha},$$

$$\text{gdzie } \mu' = \frac{\mu\cos\alpha}{\sqrt{\cos^2\alpha - \cos^2\beta}},$$

a więc podobnej do wzoru dla śruby o gwin-

cie płaskim. Tutaj $\mu' > \mu$ jest niejako zwiększonym przez ostrość gwintu współczynnikiem tarcia. Stosunek μ'/μ można wyrazić z uwzględnieniem, że przekrój normalny gwintu jest trójkątem lub trapezem równoramiennym o kącie wierzchołkowym 2δ, przy czym $\delta = \pi/2 - \beta$, a więc

$$\frac{\mu'}{\mu} = \frac{\cos\alpha}{\sqrt{\cos^2\alpha - \sin^2\delta}}$$

Kładąc $\mu' = \operatorname{tg}\psi$, przekształcimy wzór dla śruby o gwincie ostrym na postać

$$P = Q \operatorname{tg}(\alpha \pm \psi)$$

gdzie

$$\psi = \operatorname{arc\,tg} \frac{\cos\alpha \,.\, \operatorname{tg}\varphi}{\sqrt{\cos^2\alpha - \sin^2\delta}},$$

a znak minus przed ψ odpowiada ruchowi wstecznemu. Z tych wzorów widać, że śruba o gwincie ostrym staje się samohamowną przy większej wartości α, niż śruba o gwincie płaskim. Dlatego stosuje się w mechanizmach najczęściej gwint płaski, a do śrub łączących, tylko gwint ostry.

POLSCY MECHANICY MÓWIĄ PO POLSKU

Prof. dr inż. M. T. HUBER

POND I KILOPOND

Tylko wśród starszych Czytelników „Mechanika" znajdą się tacy, którzy pamiętają, że przodujące do pierwszej połowy wieku XIX piśmiennictwo techniczno-naukowe francuskie nazywało stale wielkość mechaniczną wyrażoną symbolem $\frac{1}{2}mv^2$ — „siłą żywą" układu (ciała) materialnego. Za Francją poszły nie tylko narody romańskie, ale niemal i wszystkie kraje kontynentu europejskiego. Termin ten utrzymał się przez dwa stulecia, zanim, bez porównania lepszy i odpowiedniejszy, tj. *energia kinetyczna* przeniknął z ojczyzny proroka mechaniki teoretycznej *Newtona* i wyrugował powoli „siłę żywą", zupełnie słusznie, gdyż nie była to ani „siła" w znaczeniu „Principiów" *Newtona*, ani też „żywa". Tak wielką jest „siła przyzwyczajenia" i potęga autorytetu dawnych uczonych, którzy to ważne niezmiernie pojęcie całkiem nieszczęśliwie nazwali.

Ale z tego nie wynika, aby wiele innych nazw pojęć mechanicznych, krytykowanych przez licznych autorów (przykładem aktualna dyskusja wszczęta na łamach „Przeglądu Mechanicznego" artykułem *prof. W. Burzyńskiego)* — nadawało się z równie dobrym skutkiem do zmiany dlatego, że są bądź to wieloznaczne i domagają się określeń przymiotnikowych, bądź też nie dają się uzasadnić logicznie itp.

Trzeba bowiem pamiętać zawsze, że przeważająca ilość terminów naukowych z każdej dziedziny wiedzy ma charakter umowny raczej niż logiczny, a wieloznaczność stosowanego wyrazu nie da się w ogóle praktycznie uniknąć. Czyż jednak z tej wieloznaczności dogadzającej zasadzie ekonomii myśli, wygłoszonej przez filozofa *E. Macha*, wynikają trudności praktyczne, lub nieporozumienia? Chyba nader rzadko!

Toteż tylko wyjątkowo ważne motywy mogą uzasadnić wprowadzenie nowej nazwy dla wyłączenia dwuznaczności. Takie motywy znajdujemy w projekcie wyjątkowo szczęśliwym, a radykalnym, aby główne techniczne jednostki siły, którymi operujemy na każdym kroku nie tylko w nauce, w laboratorium i wytwórni, ale w życiu codziennym nazwać *pondem* i *kilopondem* (skróty *p* i *kp*, zamiast dotychczasowych, wprowadzonych przez PKN w celu odróżnienia G i kG). Wtedy *gram* (g) i *kilogram* (kg) pozostają wyłącznie na oznaczenie jednostek masy, stosownie do znanego podstawowego określenia w fizyce minionego stulecia.

Oprócz wielkiej wygody i prostoty wysłowienia (np. zamiast mówić o sile lub obciążeniu *P* kilogramów ciężarowych, mówimy o sile lub obciążeniu *P* kilopondów) — zyskujemy olbrzymią korzyść dydaktyczną. Jest ona doskonale zrozumiałą dla każdego, kto nauczał początków mechaniki. Dla przeciętnego umysłu młodocianego sprawia niemałe trudności zrozumienie dlaczego dwie tak odmienne a ważne wielkości jak *masę* i *siłę* mierzy się jednostkami, które mają nazwę tę samą, tak, że trzeba je odróżniać objaśnieniem dodatkowym, mówiąc np. raz o kilogramie masy, a drugi raz o kilogramie jako sile, tzn. o kilogramie jako technicznej jednostce siły wyrażonej ciężarem jednego kilograma masy w miejscach na ziemi, gdzie przyśpieszenie spadania (natężenie siły ciężkości względnej) $g = 980{,}665$ cm/sek^2.

Przy projektowanych nazwach obu jednostek cała niemal trudność znika, jak zły sen, na podstawie określeń następujących:

Kilogram (kg) jest jednostką naukową i praktyczną masy, której wzorzec ze stopu platyny z irydem jest przechowywany w „Pavillon de Breteuil" tzw. „Bureau International des Poids et Mesures" pod Paryżem.

Kilopond (kp) jest jednostką praktyczną (techniczną) siły, której wzorcem jest ciężar powyższego wzorca masy na miejscu jego przechowywania, gdzie $g = 980{,}665$ cm/sek^2.

Jedna tysiączna część kilograma nazywa się *gramem*.

Jedna tysiączna część kiloponda nazywa się *pondem*.

Ponieważ jednostką siły w układzie CGS jest dyna, przeto 1 pond = 980,665 dyn (w zaokrągleniu 981 dyn).

Wystarczy jedno pokolenie, aby pojęcia te stały się własnością ogółu, który będzie się dziwił wówczas, że brak nazw osobnych tolerowano tak długo, jak „żywą siłę" zamiast energii ruchu lub energii kinetycznej.

Jak widać, *pondy* i *kilopondy* trudności praktycznych nie napotykają (teoretyczno-metrologiczne „dekapondy", „hektopondy" itd. jako jednostki pochodne są praktycznie zupełnie zbędne).

Bardzo się dziwię, że projekt omówiony napotkał opór zorganizowany w naszym tak zasłużonym PKN i to, jak się zdaje, głównie wśród inżynierów. Nie wątpię, że odegrały tu rolę decydującą głęboko tkwiące w pamięci tradycje nauki szkolnej, która zużytkowała kontrowersje między obu dawnymi „kilogramami" do pewnego rodzaju gimnastyki umysłowej. Ta gimnastyka była jednakże zabawą luksusową, wobec innych niezbędnych w dalszych etapach studiów mechaniki.

Dlatego chociaż zasadniczo jestem przeciwny zmianie nazw uświęconych długim używaniem, to jednak w tym przypadku popieram najusilniej zastąpienie *grama* (G) i *kilograma* (kG) jako jednostek praktycznych siły przez *pond* (p) (od łac. pondus) i *kilopond* (kp). Nie wątpię, że toby się przyczyniło do znakomitego ugruntowania podstaw mechaniki, przede wszystkim u techników, dla których ta nauka jest fundamentem wykształcenia zawodowego, a także w szerokich warstwach społeczeństwa, które, jak świadczą artykuły dziennikarskie, terminem siła obdarzają cały szereg innych pojęć mechanicznych nie odróżniając ich najoczywiściej.

PŁYNY, CIECZE, GAZY

Płynami (ang. *fluid*, fr. *fluide*, niem. *Flüssigkeit*, ros. *żidkost')* nazywamy ciała, których zmiana geometrycznej postaci (niekiedy nawet dowolnie wielka) da się wywołać siłami znikomo małymi.

Między poszczególnymi cząstkami płynu działają siły molekularne, powodujące powstawanie natężeń normalnych oraz natężeń stycznych, które stanowią istotę tarcia wewnętrznego i występują jedynie podczas ruchu względnego cząstek cieczy.

Zależnie od wielkości natężeń stycznych, stanowiących o lepkości, *płyny* dzielimy na *ciecze* (ang. *liquid*, fr. *liquide*, niem. *tropfbare Flüssigkeit*, ros. *kapielnaja żidkost') i gazy* (ang. *gas*, fr. *gaz*, niem. *Gas*, *gasförmige Flüssigkeit*, ros. *gaz)*.

Ciecze posiadają samoistną objętość, która zmienia się tylko nieznacznie pod wpływem sił zewnętrznych, czyli są mało ściśliwe.

Natomiast gazy są bardzo ściśliwe i w zwykłych warunkach nie mają samoistnej objętości, lecz zajmują całą objętość naczynia, w którym są zamknięte.

Jak z powyższych określeń wynika pojęcie *płynu* jest pojęciem nadrzędnym, obejmującym zasięgiem swej treści zarówno ciecze jak i *gazy*.

Poza powyższymi terminami w hydrodynamice i aerodynamice spotykamy się z pojęciem *ośrodka płynnego (ciekłego, gazowego)* w tych wypadkach, gdy chodzi o płyn, ciecz lub gaz, otaczające rozpatrywane ciała stałe, w nim się poruszające. Stosowanie wyrazu *ośrodek* w tych wypadkach, gdy chodzi o ciecz lub gaz, które są bezpośrednio przedmiotem badań jest niewłaściwe (np nazywanie ośrodkiem cieczy przepływającej przez przewód, lub wypływającej przez otwór).

A. T. T.

JEDNOLITY, JEDNORODNY

Przymiotniki *jednolity* i *jednorodny*, zarówno w mowie, jak i w piśmiennictwie naukowym są częstokroć używane jako synonimy, czyli wyrazy posiadające jedno i to samo znaczenie.

W istocie zaś przymiotnik *jednolity* oznacza „z jednego kawałka wykonany" (np odlany, wykuty itp.). Możemy zatem mówić o jednolitej bryle granitu, o jednolitym odlewie, o jednolitym nożu tokarskim itd.

Natomiast przymiotnik *jednorodny*, którego synonimem jest wyraz *homogeniczny*, oznacza „należący do jednego rodzaju".

gr. ὁμός (ten sam) + γένος (rodzaj) = ὁμογενής (homogeniczny).

Mówimy zatem o jednorodnym polu ciężkości, o jednorodnej strukturze metalu itd.

A. T. T.

ERRATA Działu „POLSCY MECHANICY MÓWIĄ PO POLSKU" — zeszyt 7-8/48

str. 359 — szpalta lewa, wiersz 27 od góry zamiast limitè powinno być limite;

str. 360 — szpalta lewa wiersz 11 od dołu zamiast antizotropowymi powinno być anizotropowymi.

MŁODY MECHANIK

Inż.-mech. KAZIMIERZ OCHĘDUSZKO

HISTORIA KOŁA ZĘBATEGO

Koło zębate należy niewątpliwie do najważniejszych i najbardziej rozpowszechnionych elementów, wchodzących w skład wielu maszyn, przyrządów i urządzeń. Jego historia sięga wielu tysięcy lat wstecz i dlatego nie możemy dzisiaj określić dokładnie jak powstawało i jaki był jego rozwój.

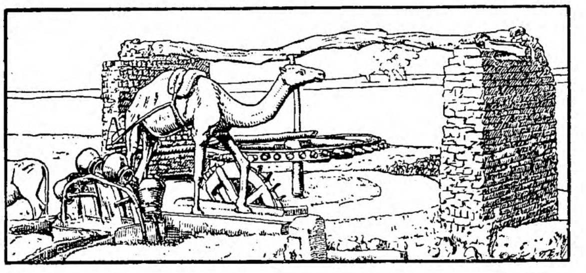
„Potrzeba jest matką wynalazków", prawdopodobnie zatem i koło zębate zrodziła potrzeba podyktowana przez życie. Praojcem koła zębatego było zwykłe koło, zaopatrzone w szereg promieniowych ramion, przy pomocy których człowiek obracał je rękami. Dalszym, a może równoległym etapem rozwoju było koło, zaopatrzone w płaskie występy. Człowiek nadeptując na te występy powodował obrót koła. Przez zaopatrzenie tego koła np. w czerpaki (rys. 1) przelewano



Rys. 1. Podnoszenie wody przy pomocy koła czerpakowego nadeptywanego przez człowieka.

wodę z poziomu niższego na wyższy, umożliwiając w ten sposób nawadnianie pól. Z historii starożytnej wiemy, że do tego sposobu musiano się uciekać zarówno w Egipcie nad brzegami Nilu, jak również nad brzegami Eufratu i Tygrysu, a wreszcie nad brzegami olbrzymich rzek chińskich. Taka praca jednak była niezmiernie męcząca, a ponadto mało wydajna.

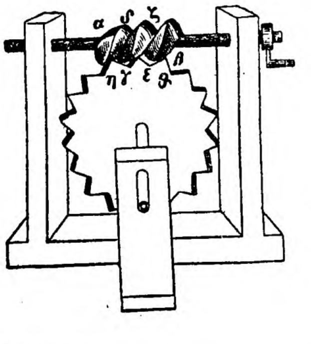
W dążności do ułatwienia pracy, należy doszukiwać się skonstruowania takiej postaci koła zębatego, przy pomocy którego można było z większą wydajnością podnosić wodę do celów nawadniania. Urządzenie takie z zastosowaniem kół zębatych w najprymitywniejszej formie przedstawia rys. 2. Wiel-



Rys. 2. Pierwsze zastosowanie kół zębatych do napędu koła czerpakowego.

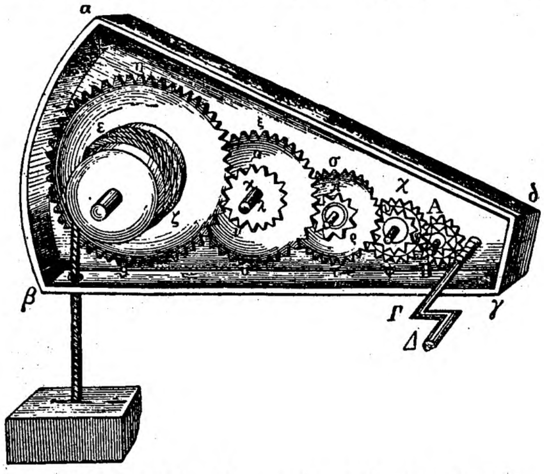
błąd, chodząc dookoła osi pionowej, będącej jednocześnie osią obrotu koła zębatego, ciągnie drąg (ramię) przymocowany do koła, powodując jego obrót. Koło zazębiając się palcowymi zębami z kołem zębatym o poziomej osi obraca je. Na drugim końcu osi poziomej umocowane jest koło (drabinka kołowa) z naczyniami, którymi czerpie się wodę z kanału i wlewa do koryta, położonego nad tym kanałem. Gdzie i kiedy po raz pierwszy tego rodzaju urządzenie zostało zastosowane nie wiemy. Nie możemy również stwierdzić, czy powstało w różnych częściach starożytnego świata jednocześnie, czy też w odległych od siebie okresach czasu.

Pierwsze wyraźniejsze wzmianki o kołach zębatych znajdujemy dopiero w 4 stuleciu przed narodzeniem Chrystusa. Grek *Arystoteles* (ur. w 384 r. przed Chr.) w dziele p. t. „Problemy mechaniczne", wspomina o kole zębatym oraz innych podstawowych elementach jak: korba, walec, koło wozu, rolki i wciąg. Pisząc o kołach zębatych, nadmienia, że są one znane i szeroko stosowane.



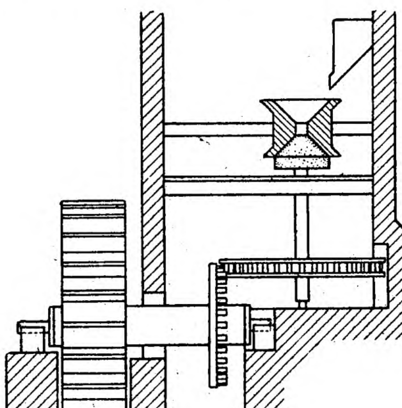
Rys. 3. Przekładnia ślimakowa wg pomysłu *Archimedesa* (3 wiek przed nar. Chr.).

Koła zębate znał również sławny uczony *Archimedes* (ur. w 287 r. przed Chr.) i stosował je często. Jemu też należy przypisać powstanie przekładni ślimakowej, którą zastosował do ściągania w Syrakuzach na Sycylii olbrzymiego na ówczesne czasy okrętu wojennego (4200 t) z warsztatu na lądzie do morza. O tym wspaniałym wyczynie wspomina *Pappus Aleksandryjski* w swoim dziele matematycznym, pisanym w latach 284 do 305 po narodzeniu Chrystusa, podając również szkic tej przekładni (rys. 3). Tenże sam *Archimedes*, jak pisze *Heron*, wynalazł windę złożoną ze ślimaka i 9 wzajemnie zazębiających się kół (rys. 4), przy pomocy której podniósł ciężar 1000 talentów (26 t), używszy do tego celu jedynie siły 5 talentów (130 kG).



Rys. 4. Wciąg do podnoszenia ciężarów zbudowany przez *Archimedesa*.

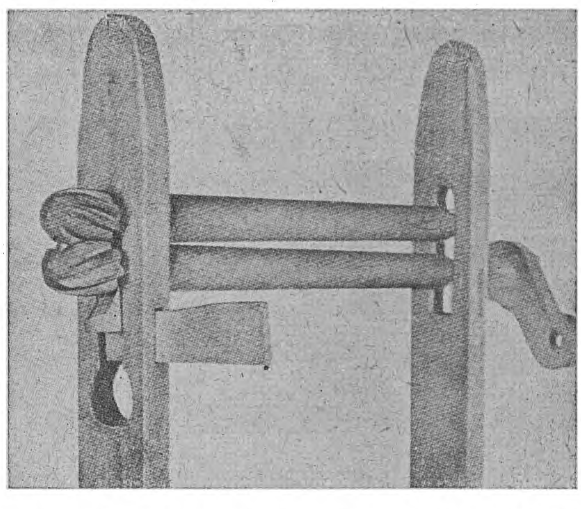
Rzymski inżynier budowlany *Vitruv*, który żył za czasów *Juliusza Cezara* i cesarza *Augusta* napisał około 20 r. przed Chr. książkę na temat architektury, w której obok sztuki budowlanej opisał budowę zegarów i maszyn. Stwierdził przy tym, że wykorzystał wiele danych ze starych źródeł greckich. Z tego dzieła podajemy rys. 5, który przedstawia młyn wodny. Koło wodne obracając się napędza poprzez przekładnię zębatą stożkowy kamień młyński, co dowodzi, że koła zębate były już powszechnie stosowane.



Rys. 5. Rzymski młyn wodny wg *Vitruva* (1 wiek przed nar. Chr.).

Również na dalekim wschodzie znane były koła zębate. Świadczy o tym maszynka, przedstawiona na rys. 6, która służyła do wykruszania rdzenia z łodygi bawełny. Zostały tutaj zastosowane koła zębate o uzębieniu śrubowym, co wskazuje na to, że już bardzo dawno zdano sobie sprawę, że przekładnia ta nie jest tak wrażliwa na niedokładności wykonania jak przekładnia z zębami prostymi.

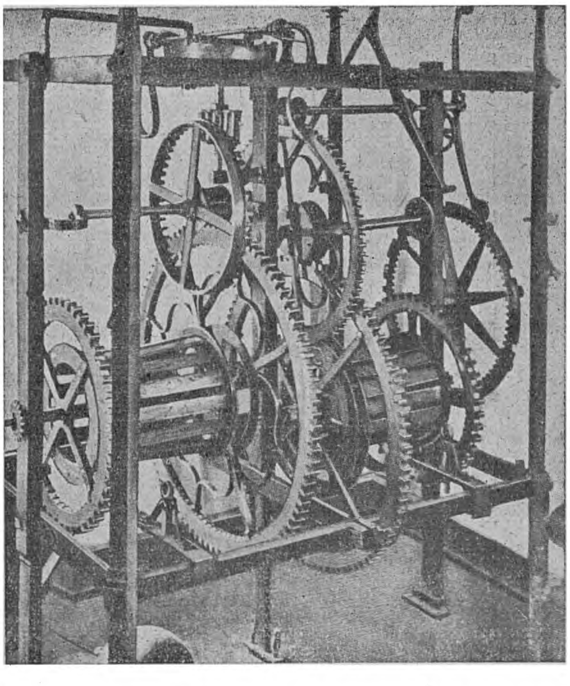
Od najdawniejszych czasów uczeni i wynalazcy nie poświęcili tyle uwagi, nie poczynili tylu badań i prób z żadnym mechanizmem co z zegarem. Znane od dawna zegary słoneczne, klepsydry wodne i piaskowe, jak również zegary oliwne nie zadawalały w zupełności. Zegary słoneczne bowiem wskazywały godziny jedynie wtedy, gdy świeciło słońce, a klepsydry należało odwracać w momencie, gdy przelewała się ostatnia kropla lub przesypywało ostatnie ziarnko piasku z górnego zbiorniczka do dolnego. Lampki oliwne trzeba było znowu napełniać co pewien czas oliwą, a ta spalając się nierównomiernie w zależności od wielu czynników, nie mierzyła dokładnie upływającego czasu.



Rys. 6. Przyrząd do międlenia bawełny, stosowany na dalekim wschodzie w dawnych czasach.

Cały więc wysiłek konstruktorów zegarów szedł w tym kierunku, aby można było stworzyć taki mechanizm, który byłby łatwo przenośny oraz umożliwiał dokładne mierzenie czasu. I w tym wypadku koła zębate odegrały decydującą rolę.

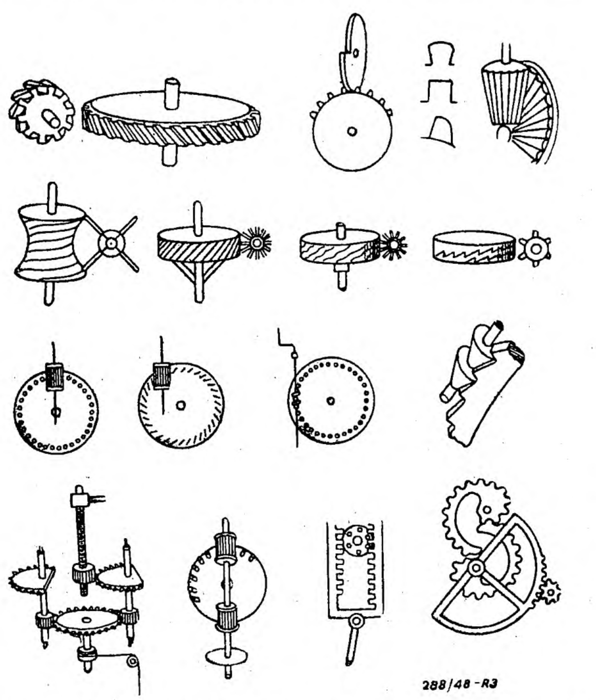
Pierwsze zegary napędzane od opadającego obciążnika powstały w połowie 9 wieku, zaś zegar kołowy (rys. 7) z t. zw. wychwy-



Rys. 7. Mechanizm zegarowy z 16 w.

tem został skonstruowany ok. r. 1000 po Nar. Chr. Początkowo budowano tylko zegary duże, umieszczane na wieżach. Z czasem zaczęto budować zegary stojące, a dopiero z początkiem 16 w. wynaleziono zegarki kieszonkowe jako t. zw. jajka norymberskie i od tego czasu postęp w budowie zegarków zaznacza się bardzo wyraźnie.

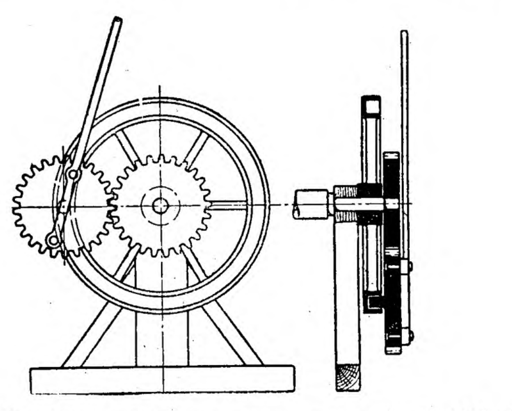
W okresie od 14 do 18 stulecia stosowano koła zębate do zegarów oraz do różnych mechanizmów jak maszyny do podnoszenia ciężarów i wody, młyny, walce do metali i t. d. Z okresu tego warto przytoczyć kilka szkiców *Leonarda da Vinci* (1452 do 1519) największego inżyniera wszystkich czasów, a jednocześnie wspaniałego malarza i rzeźbiarza (rys. 7). Szkice te przedstawiają wszystkie możliwe przekładnie zębate znane również w dobie dzisiejszej.



Rys. 8. Szkice przekładni zębatych wg *Leonardo da Vinci* (1452 — 1519).

Z tego okresu należy również przytoczyć 8 tomowe dzieło *Jakóba Leupolda* (1674 do 1727 r.) p. t. „Theatrum Machinarum" („Przegląd Maszyn"), obejmujące 1764 stron i 472 miedziorytów. W V tomie tego dzieła autor podaje kilka reguł, według których należy budować koła zębate, a więc np. przyjąwszy podziałkę *t* należy w małym kole palcowym zastosować średnicę palca $^{4}/_{7}\ t$, zaś grubość zęba koła współpracującego $^{3}/_{7}\ t$, wysokość głowy zęba $^{2}/_{7}\ t$, a stopy zęba $^{3}/_{7}\ t$ i t. d. Jeśli się wyrazi te wartości w zależności od modułu, to otrzymamy np. dla wysokości głowy $^{2}/_{7}\ t = 0{,}9\ m$, a dla stopy $^{3}/_{7}\ t = 1{,}34\ m$, otrzymamy więc prawie takie same dane, jak stosowane obecnie dla uzębienia normalnego — zerowego (bez korekcji).

W 18 wieku powstała maszyna parowa, do której jej twórca *James Watt* zastosował układ planetarny kół zębatych (rys. 9), zamiast układu korbowego, którego pomysł został mu wykradziony i opatentowany. Z chwilą zastosowania maszyny parowej do napędu pomp wodnych w kopalniach, do napędu różnych maszyn rolniczych, okrętów i lokomotyw, koła zębate nabrały takiego znaczenia, że wg wzmianek w czasopiśmie „The Engineer" z r. 1895 fabryka Boulton & Watt zbudowała specjalną maszynę do obróbki kół zębatych.

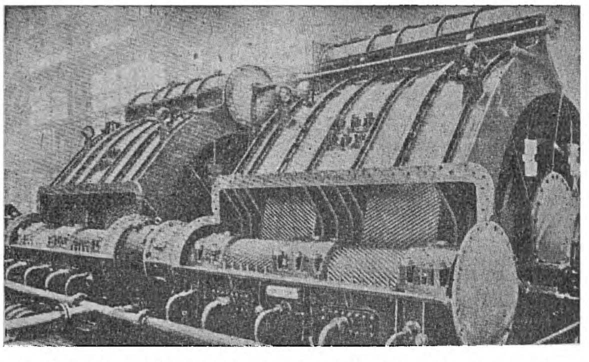


Rys. 9. Napęd planetarny zastosowany przez *J. Watta* do maszyny parowej zamiast mechanizmu korbowego (18 w.).

Wprawdzie z czasem do napędu okrętów zastosowano bezpośredni napęd od maszyny parowej przez wał korbowy, jednak przez długie lata stosowano koła zębate do napędu

rozrządu. Przez zastosowanie jednak szybkobieżnych maszyn parowych powrócono znów do napędu okrętów za pośrednictwem przekładni zębatej, lecz to już nastąpiło na przełomie 19 i 20 wieku.

Również i w kolejnictwie koło zębate odegrało i odgrywa poważną rolę. Gdy bowiem idzie o jazdę po szynach poziomych lub o lekkim pochyleniu wystarczają gładkie koła, toczące się po szynach, lecz, jeśli wzniesienie jest nieco większe, wówczas nie może obejść się bez koła zębatego, zamocowanego w podwoziu lokomotywy, zazębiającego się z zębatką zamocowaną między szynami. Mówi się w tym wypadku o t. zw. górskiej kolejce zębatej.



Rys. 10. Nowoczesna przekładnia redukcyjna do napędu śruby okrętowej.

W związku z potężnym rozwojem zegarka w tym okresie oraz rozpowszechnieniem kolejnictwa zaistniała też konieczność przebudowania obrabiarek, oraz stworzenia specjalnych urządzeń jak np. liczników wszelkiego rodzaju. Dalszy rozwój i znaczenie kół zębatych rozpoczęły się od momentu zastosowania silników elektrycznych do napędu maszyn roboczych jak obrabiarek, dźwigów, wyciągów, walcarek itp. Wprowadzone w połowie 19 wieku silniki elektryczne, wykazywały zbyt duże ilości obrotów, aby je można było wykorzystać do bezpośredniego napędu maszyn wolnobieżnych. Gdy zaś na drodze przebudowań konstrukcyjno - elektrycznych wykonywano silnik o mniejszej ilości obrotów, silnik był nie tylko bardzo duży, lecz również drogi. I tutaj koła zębate odegrały wielką rolę, lecz firmy produkujące silniki elektryczne musiały pobudzić konstruktorów i wytwórców kół zębatych do wykonywania kół cichobieżnych.

W tym samym mniej więcej czasie została wynaleziona przez Szweda *Karola Gustawa Patrika de Lavala* (1845 — do 1913) turbina parowa, która wykazywała olbrzymie ilości obrotów (30000 do 40000 na minutę). Późniejsze turbiny parowe wynalezione przez Francuza *Charlesa Parsonsa* (1854 do 1931) wykazywała początkowo 7000 obrotów na minutę; z czasem udało się wynalazcy tę ilość zredukować do 4000 obrotów na minutę. Turbiny parowe *Parsonsa* w zastosowaniu do napędu prądnic elektrycznych nie wymagały kół zębatych, lecz w zastosowaniu do napędu śrub okrętowych musiały być zastosowane, aby wydajność śruby okrętowej była jak największa. Wiadomo bowiem, że zbyt szybko obracająca się śruba okrętowa w efekcie wykazuje małą sprawność.

W tym również okresie został wynaleziony silnik spalinowy, który zastosowano do napędu samochodu skonstruowanego przez inżyniera *Gotlieba Daimlera* (1834 do 1900), w którym również nie mogło się obejść bez kół zębatych. W dzisiejszej dobie nie ma nieomal zakątka na kuli ziemskiej, gdzieby samochodu nie było.

Widzimy więc, że koła zębate są nieodzownym elementem, a jeśli sobie zdamy sprawę, że tylko w samochodach na całym świecie znajduje się około pół miliarda kół zębatych, nie mówiąc już o innych maszynach lub zegarku, którego posiadaniem szczyci się nieomal każdy kulturalny człowiek, to uznamy słuszność wyrażonego na początku niniejszego artykułu zdania, że koła zębate należą do najważniejszych i najbardziej rozpowszechnionych elementów, stosowanych w każdej prawie maszynie.

JERZY STEPHENSON

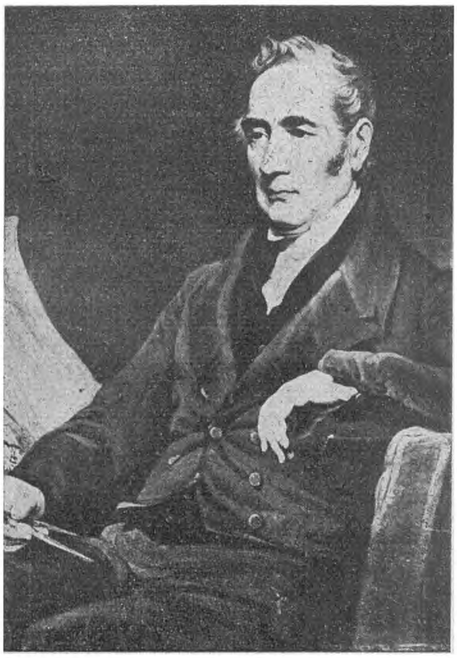
Dnia 12 sierpnia 1948 roku minęło sto lat od śmierci „ojca kolei żelaznej" *Jerzego Stephensona.*

Jerzy urodził się w Wylam, jako syn strażaka. Początkowym zajęciem małego *Stephensona* było pasanie krów. Mając lat czternaście zostaje pomocnikiem swego ojca-strażaka, a w rok później strażakiem. W siedemnastym roku życia zostaje robotnikiem w kopalni i wtedy dopiero zaczyna uczyć się pisać i czytać w szkole wieczorowej. Mając lat 21 zostaje nadzorcą maszyn kopalni w Willington Bollert Hill.

Już od wczesnej młodości *Stephenson* wykazuje niezwykłe zdolności we wszystkich pracach, do których zmuszają go okoliczności życiowe: potrafi więc m.in. nawet bardzo dobrze naprawiać buty, zegarki itp.

Po śmierci swej pierwszej żony przenosi się do Killingsorth. Sytuacja materialna *Stephensona,* który utrzymuje niedołężnych rodziców, jest bardzo ciężka. Po wielu stara-

niach zawiera umowę, w myśl której ma sprawować nadzór maszyn kopalni Killingsorth. Po czteroletniej pracy na tym stanowisku udaje mu się naprawić w niezwykle krótkim czasie pompę kopalnianą, co uchroniło kopalnię od wielkich strat i za co zostaje mianowany mechanikiem kopalni, z uposażeniem dającym możność dostatniej egzystencji.



Jerzy Stephenson (1781 — 1848).

Talent wynalazczy *Stephensona* ujawnił się po raz pierwszy w 1815 r., gdy skonstruował on bezpieczną lampę górniczą, której powszechne zastosowanie zmniejszyło w znacznym stopniu wybuchy gazów w kopalniach, tak częste przy używaniu dotychczasowych lamp o nieosłoniętym płomieniu. Mimo iż w tym samym czasie podobną lampę skonstruował *sir Humphry Davy*, pierwszeństwo wynalazku wraz z wysoką nagrodą zostało przyznane *Stephensonowi*.

Niezależnie od skonstruowania lampki górniczej, zajął się *Stephenson* zagadnieniem napędu parowego pojazdów. Już jako dziecko przyglądał się próbom zastosowania pary do przewozu towarów, które nie dały jednak praktycznych wyników. W roku 1813, po otrzymaniu pomocy finansowej od właściciela kopalni, zainteresowanych możliwością zmechanizowania transportu węgla, zabiera się z całą energią do skonstruowania parowozu.

Pierwszy parowóz *Stephensona* zostaje zbudowany w West Moor. Był on zaopatrzony w gładkie koła, a parę wytwarzał kocioł walczakowy o średnicy 34 cali i długości 8 stóp. W dniu 25 lipca 1814 roku dokonano pierwszej próby: lokomotywa pociągnęła ładunek 30 ton z szybkością 4 mil ang. na godzinę.

W krótkim czasie *Stephenson* wprowadza znaczne ulepszenia i w lutym 1815 roku patentuje o wiele doskonalszy parowóz, w którym po raz pierwszy został zastosowany do paleniska podmuch pary.

Aby przeprowadzić dalsze udoskonalenia, *Stephenson* dokonuje szereg doświadczeń i rozpatrując zagadnienie oporów przeciwko toczeniu się, dochodzi do wniosku, że pojazdy na zwykłych drogach są mało sprawne i należy budować specjalne drogi żelazne, tak wykonane, aby nie miały większych pochyłości.

W roku 1819 zostaje zbudowana w Hetton pod kierunkiem *Stephensona* pierwsza droga żelazna o długości 8 mil ang. (ok. 14 km) otwarta w roku 1822 dla ruchu kołowego.

Stephenson poświęca jednak swe zdolności głównie konstrukcji samych lokomotyw. Zakłada warsztaty w Newcastle, które w roku 1825 wykonują parowozy rozwijające 16 mil na godz. (ok. 26 km/godz).

Rozwój kolejnictwa następuje teraz bardzo szybko. W krótkim czasie powstają liczne linie kolejowe: między Stickton i Darlington, w Stockton, Liverpool — Manchester.

Budowa tej ostatniej spotkała się z gwałtownym sprzeciwem chłopów i właścicieli ziemskich i dopiero po przeszło rocznych zażartych debatach w parlamencie pozwolono na jej wykonanie.

Przed ustaleniem typu lokomotywy dla linii Liverpool — Manchester ogłoszono konkurs. Warunkiem konkursu było osiągnięcie przeciętnej szybkości ponad 10 mil ang. na godz., zdolność przebywania 70 mil dziennie, przy ciśnieniu pary nie przekraczającym 50 funtów na cal kwadratowy. *Stephenson* stanął do konkursu budując lokomotywę „The Rocket". Poważnym konkurentem była lokomotywa „Novelty" budowana przez *Johna Breithwaita* i *Ericksona*.

Próba wzbudzająca ogromne zainteresowanie została wyznaczona na dzień 1 października 1829 roku. W dniu tym stanęła do konkursu tylko „The Rocket", jedyna lokomotywa wykonana w wyznaczonym terminie. Próba wypadła znakomicie i przy zachowaniu wszystkich warunków konkursu parowóz przebył odcinek 12 mil w ciągu 53 minut zdobywając dla swego twórcy pierwszą nagrodę.

Zwycięstwo *Stephensona* było całkowite: nawet dotychczasowi przeciwnicy stali się gorącymi zwolennikami trakcji kolejowej.

Stephenson oprócz prac nad udoskonaleniem parowozów, poświęca się sprawie budowania linii kolejowych nie tylko w Anglii, ale również na kontynencie europejskim. Jego twórcza działalność po wielu wspaniałych osiągnięciach zostaje przerwana w roku 1847, kiedy ciężko zaniemógł, a następnie po zachorowaniu na malarię w roku następnym zmarł mając lat 67. *W. Gr.*

Inż. TADEUSZ GUTKOWSKI

SPRAWDZANIE PŁASZCZYZN I KĄTÓW W TECHNICE OPTYCZNEJ

1. Sprawdzanie płaszczyzn

W technice optycznej obok powierzchni kulistych dużą rolę odgrywają płaszczyzny. Dobre wykonanie płaszczyzn wpływa w znacznym stopniu na jakość przyrządów optycznych, w skład których one wchodzą. Płaszczyznami ograniczone są soczewki, pryzmaty i t. zw. planparalelki.

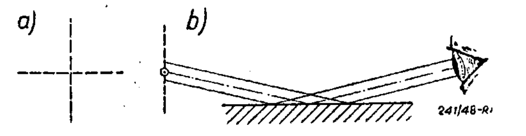
Bardzo dokładne sprawdzanie płaszczyzn jest oparte na zasadzie, że jedynie dwie powierzchnie kuliste o jednakowych promieniach, jedna wklęsła, a druga wypukła, lub też dwie płaszczyzny przystają do siebie we wszystkich kierunkach. Jeśli weźmiemy jednak trzy powierzchnie o jednakowym promieniu i jeśli jedna z nich przystaje do dwóch pozostałych, to jednak te dwie ostatnie do siebie nie mogą przystawać. Bo jeśli np. pierwsza jest wypukła, to pozostałe są wklęsłe. Trzy płaszczyzny natomiast mogą przystawać do siebie po dwie dowolne spośród nich.

Metoda ta polega na sprawdzaniu trzech powierzchni jednocześnie. Nakładamy pierwszą na drugą, po tym pierwszą na trzecią i wreszcie drugą na trzecią. Jeśli we wszystkich tych przypadkach powierzchnie przystają do siebie, to wszystkie trzy są płaskie. Stopień dobrego przystawania tych płaszczyzn kontrolujemy za pomocą zabarwienia, jakie wytwarza się na skutek interferencji światła w warstewce powietrza, między tymi powierzchniami [1]).

Jeśli płytki badane są dokładnie płaskie, to warstewka powietrza między nimi ma wszędzie jednakową grubość i zabarwienie będzie jednakowe na całej powierzchni. Dokładność sprawdzania tym sposobem wynosi co najmniej 0,3 μ t. j. 0,0003 mm. O dokładności tej metody daje pojęcie, że jeśli sprawdzana byłaby płytka o średnicy 10 cm, to promień krzywizny badanej powierzchni nie może być mniejszy niż 4 kilometry. Tak więc błąd wyraża się tym, że powierzchnię kulistą o promieniu przeszło 4 km przyjmujemy za płaską. Niedogodność tej metody polega na tym, że do sprawdzenia jednej powierzchni potrzeba koniecznie jeszcze dwóch tak samo dokładnie wykonanych.

W wielu przypadkach nie jest wymagana tak wielka dokładność, choć powinna być ona dość duża. W takich przypadkach dogodna jest poniżej podana metoda, która może być stosowana z powodzeniem nawet w warsztacie.

Rysujemy test w postaci dwóch linii przerywanych do siebie prostopadłych (rys. 1a). Na test patrzymy się tak, jak to przedstawia rys. 1b, jako na jego odbicie się w badanej powierzchni tak, żeby kąt padania był możliwie zbliżony do prostego t. j., żeby promienie padające prawie ślizgały się po powierzchni badanej. Jeśli badana powierzchnia jest płaska, wówczas nie zniekształca ona obrazu



Rys. 1.

i w odbiciu widzimy test takim, jakim on jest istotnie. Jeśli natomiast powierzchnia jest wypukła lub wklęsłą, wówczas przy tak silnym pochyleniu promień daje zniekształcenie obrazu, zwane *astygmatyzmem*, polegające na tym, że punkty przedstawiają się w postaci odcinków bądź pionowych, bądź poziomych. Wówczas jedna z linii przerywanych wydaje się ciągłą. Metoda ta pozwala wykryć wypukłość lub wklęsłość powierzchni, której promień krzywizny jest 10 000 razy większy od długości badanej powierzchni. Jeśli np. badamy powierzchnię krążka o średnicy 2 cm, to wykryjemy już promień krzywizny 200 m. Kula o takim promieniu miałaby średnicę 400 m, byłaby więc znacznie większą od wieży Eiffela, która ma wysokość 300 m.

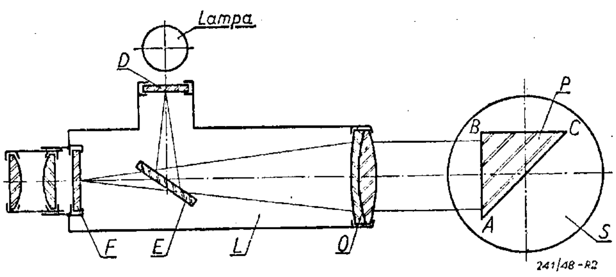
Metodę tą można jeszcze bardziej uczulić, jeśli światło odbite od badanej powierzchni skierujemy do oka, nie bezpośrednio lecz przez lunetkę, a przerywane linie zastąpimy świecącym się punktem.

2. Sprawdzanie kątów

W instrumentach optycznych obok soczewek używa się bardzo często pryzmatów. Pryzmaty oprócz dobrych powierzchni płaskich powinny mieć dość dokładnie wykonane kąty. Najczęściej spotykanymi kątami w pryzmatach są 90^0 i 45^0. Ale poza tym spotyka się kąty najbardziej różnorodne. Zależnie od zastosowań, kąty pryzmatów powinny być wykonane z większą lub mniejszą dokładnością.

Laboratoryjne pomiary kątów dokonuje się na przyrządzie zwanym goniometrem. Gonio-

1) Patrz artykuł mgr *Romana Ingardena* „Podstawowe wiadomości z optyki" „Mechanik" zeszyt 12/47 str. 495.



Rys. 2.

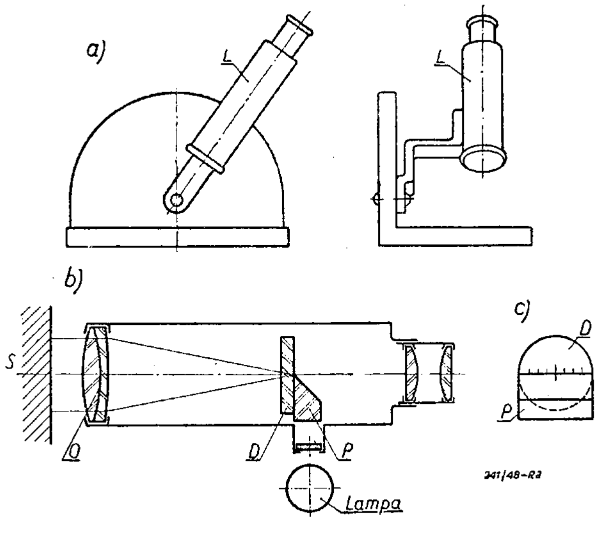
metry bywają różnej czułości: od 1' do 1". Goniometr jest przedstawiony schematycznie na rys. 2. Zasadniczymi jego częściami są: lunetka autokolimacyjna *L* i stolik obrotowy *S*. Stolik obrotowy może obracać się dokoła osi prostopadłej do płaszczyzny rysunku. Na nim ustawiamy pryzmat *P*, w którym kąt *ABC* chcemy zmierzyć. Obracamy stolikiem tak, żeby ściana *AB* pryzmatu była prostopadła do osi lunetki *L*. Lunetka ma z boku okienko, w którym znajduje się płytka szklana *D*, z naciętym na niej krzyżem. Jest ona oświetlona przez lampę. Promienie przechodzą przez tą płytkę i padają na płytkę szklaną *E*, pochyloną do osi lunety pod kątem 45°. Część promieni, padających na tę płytkę odbija się w stronę obiektywu *O* i pada na ścianę *AB* pryzmatu. Jeśli ta ściana jest prostopadła do osi lunety, wówczas promienie po odbiciu się wracają tą samą drogą, częściowo przenikają przez płytkę *E* i dają obraz krzyża na płytce *F*, na której jest również nacięty krzyż. Jeśli obydwa krzyże przystają do siebie, to ściana *AB* jest prostopadła do osi lunetki. A więc ustawiamy stolik tak, żeby ściana *AB* pryzmatu, umocowanego na nim była prostopadłą do osi. Stolik *S* posiada na obwodzie podziałkę kątową. Notujemy wskazanie na tej podziałce, gdy ściana *AB* jest prostopadła do osi lunety. Następnie obracamy stolikiem tak, żeby ściana *BC* była prostopadłą do osi lunety. Notujemy nowe położenie stolika. Z tych dwóch wskazań znajdujemy wartość kąta *ABC*. Teoretycznie pomiar ten jest bardzo prosty. Jednak w praktyce zabiera sporo czasu, bo dokładny pomiar wymaga tego, żeby krawędź *B* pryzmatu była bardzo dokładnie równoległa do osi obrotu stolika. To też pomiary tego rodzaju nadają się tylko do wykonania laboratoryjnego.

Do prędkich pomiarów kątów dowolnej wielkości służy przyrząd przedstawiony schematycznie na rys. 3.

Na podstawie z pionową półokrągłą ścianką (rys. 3a) umocowana jest lunetka autokolimacyjna *L* w ten sposób, że może się obracać dokoła środka półokręgu. Na półokręgu tym jest nacięta podziałka, pozwalająca ustawić lunetkę pod dowolnym kątem.

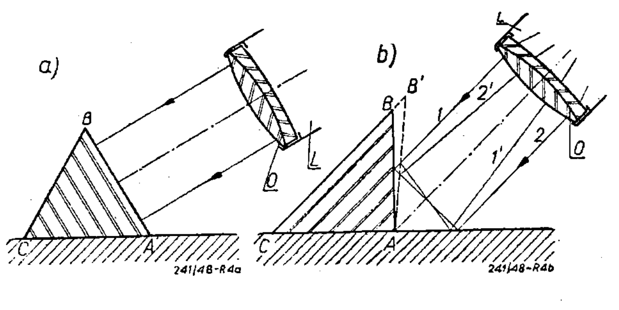
Lunetka przedstawiona jest schematycznie na rys. 3b. W ognisku obiektywu O znajduje się płytka szklana *D*, na której jest nacięta podziałka. Połowa tej podziałki jest przykryta pryzmatem *P*, służącym do oświetlania bezpośredniego połowy płytki *D*. Kreska zerowa wspomnianej podziałki jest przedłużona pod pryzmat (rys. 3c).

Promienie, wychodzące z kreski zerowej pryzmatu kierują się do obiektywu i wychodzą z niego równolegle do osi. Jeśli przed obiektywem lunetki znajduje się powierzchnia płaska *S* odbijająca i prostopadła do osi lunetki, to promienie odbite wrócą tą samą drogą i obraz części kreski zerowej oświetlony przez pryzmat padnie na drugą połowę kreski zerowej. Jeśli natomiast powierzchnia *S* będzie odchylona od położenia prostopadłego,



Rys. 3.

to obraz oświetlonej części kreski zerowej będzie widziany na tle innej działki podziałki, co pozwala ocenić odchylenie powierzchni *S* o pewien kąt, zależnie od dokładności przyrządu, która się waha od 1' do 1". Przyrząd jest pomyślany w ten sposób, że daje możność szybkiego sprawdzania pryzmatów o jednakowych kątach. Lunetkę ustawia się w ten sposób, żeby jej



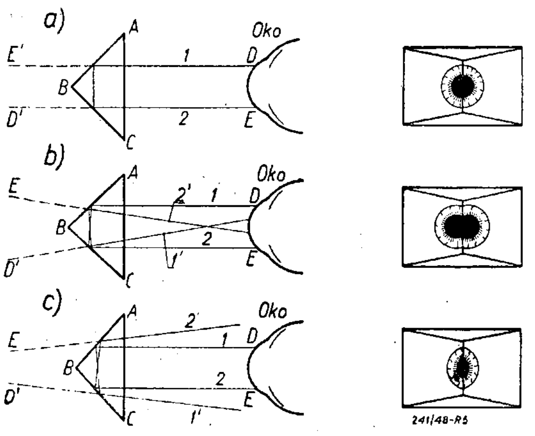
Rys. 4.

oś była prostopadłą do ściany pryzmatu, gdy druga ściana leży na podstawie przyrządu.

Na rys. 4a przedstawiony jest pryzmat *ABC*, leżący na podstawie przyrządu oraz oś lunety *L*, ustawionej tak, że jeśli kąt *A* ma żądaną wartość, to oś lunety jest prostopadła do ściany *AB*. Niewielkie odchylenia kąta są oceniane na podziałce naciętej na płytce w lunetce.

Kąt prosty pryzmatów można sprawdzać tak samo, bądź też cokolwiek inaczej. Mianowicie lunetkę ustawia się tak, żeby jej oś tworzyła z podstawą kąt 45^0 (rys. 4b) i żeby trafiała w krawędź *A* kąta prostego pryzmatu. Jeśli kąt *A* pryzmatu jest rzeczywiście prosty, wtenczas promienie *1* i *2* wychodzące z obiektywu odbijają się dwa razy od pryzmatu i od podstawki i wymieniają się drogami, wracając do lunetki. Promień *1* wraca do lunetki drogą promienia *2* i nawzajem. Obraz kreski zerowej widzimy wtenczas nieprzesunięty. Jeśli jednak kąt *A* różni się nieco od kąta prostego, wówczas promień *1* wraca do lunety drogą *1'*, a promień *2* drogą *2'*. W lunetce wówczas widzimy dwie kreski zerowe zamiast jednej, tym bardziej oddalone jedna od drugiej, im więcej kąt *A* różni się od prostego. Na podziałce lunetki oceniamy odchylenie kąta *A* od prostego.

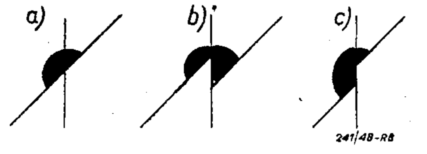
W praktyce może najczęściej ma się do czynienia z pryzmatami o kątach 90^0 i 45^0. Oto w jaki sposób można sprawdzić dokładność tych kątów bez uciekania się do jakichkolwiek przyrządów.



Rys. 5.

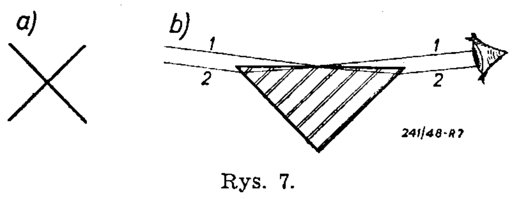
Jeśli postawimy pryzmat *ABC* przed okiem tak, jak to przedstawia rysunek 5, to promienie *1* i *2*, wychodzące ze źrenicy *DE* oka padają na pryzmat. Jeśli kąt *ABC* jest prosty, to promień *1* odbija się od ściany *AB*, potem od ściany *BC* i wróci do oka drogą promienia 2. Promień *2* zaś, wróci do oka drogą promienia *1*. Wtenczas oko widzi swoją źrenicę w *E' D'* tak, jak to przedstawia prawa strona rysunku 5a. Jeśli zaś kąt *ABC* jest mniejszy od prostego, wtenczas promienie dwa razy odbite w pryzmacie biegną jak na rys. 5b i oko widzi swą źrenicę tak, jak to jest przedstawione po prawej stronie. W przypadku, gdy kąt pryzmatu jest rozwarty, sprawa przedstawia się jak na rys. 5c.

Metoda ta jest bardzo prosta i daje dokładność 2 — 3 minut. Można ją jeszcze uczulić i otrzymać dokładność co najmniej 1' w następujący sposób. Patrzymy w pryzmat tak samo, jak opisaliśmy przed chwilą z tą jednak różnicą, że połowę źrenicy zasłaniamy skośnie kartką białego papieru, której brzeg jest prosty. Wówczas w pryzmacie obraz przedstawia się nam jak jeden z podanych na rys. 6. Przesunięcie się dwóch



Rys. 6.

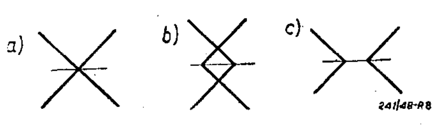
połówek brzegu papieru na tle źrenicy jest jeszcze wyraźne wówczas, gdy nieokrągłość obrazu źrenicy przy sprawdzaniu poprzednim sposobem jest nieuchwytna.



Rys. 7.

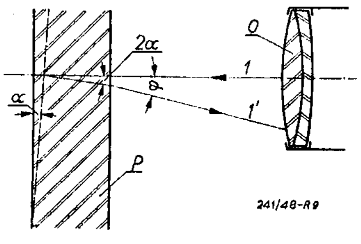
Sprawdzenie dwóch kątów, które występują razem z kątem 90^0 można wykonywać w następujący sposób.

Rysujemy test, jak na rys. 7a i obserwujemy go z odległości ok. 10 m za pomocą badanego pryzmatu tak, jak to pokazuje rysunek 7. Jedną z krawędzi kąta 45^0 stawiamy blisko oka. Na test patrzymy w ten sposób, że część promieni wpada do źrenicy oka po odbiciu się od górnej powierzchni pryzmatu (promień *1*). Druga część promieni (promień *2*) załamuje się w pryzmacie, odbija od górnej powierzchni pryzmatu i po powtórnym załamaniu wychodzi z pryzmatu równolegle do promienia *1*, jeśli kąty ostre pryzmatu są równe. Żeby się przekonać, czy są rzeczywiście po 45^0, trzeba przed tym sprawdzić kąt prosty. Gdy kąty te są równe test przedstawia się nam jak na rys. 8a. Jeśli zaś te kąty nie są równe, wówczas test przedstawia się jak na rys. 8b lub 8c.



Rys. 8.

Sprawdzanie równoległości powierzchni płytek szklanych można dokonywać tak, jak to się robi z pryzmatami. Metoda, którą podajemy, daje wyniki jeszcze dokładniejsze.



Rys. 9.

Badaną płytkę P stawiamy prostopadle do osi lunetki autokolimacyjnej, jak to przedstawia rys. 9. Promień *1* biegnie wzdłuż osi lunetki, pada prostopadle na pierwszą powierzchnię płytki, częściowo odbija się od niej i wraca tą samą drogą, częściowo zaś wchodzi do płytki, dochodzi do tylnej powierzchni, i również odbija się od niej. Jeśli płytka ma obie powierzchnie dokładnie równoległe, to promień ten wraca po odbiciu się tą samą drogą. W lunetce widzimy wówczas jeden tylko obraz krzyża względnie kreski zerowej. Jeśli natomiast powierzchnie płytki nie są równoległe, wtenczas promień odbity wewnątrz niej tworzy z promieniem padającym kąt dwa razy większy, niż kąt między jej powierzchniami. Gdy promień odbity wewnątrz płytki wychodzi na zewnątrz wskutek załamania odchyla się jeszcze bardziej od promienia *1* i tworzy z nim kąt $\varphi = n \cdot 2\alpha$, gdzie n jest współczynnikiem załamania płytki. Współczynnik ten jest mniej więcej 1,5, a więc $\varphi = 3\alpha$. Kąt φ możemy ocenić z dokładnością do 1″, a więc pomiary kąta α można dokonać z dokładnością do $\frac{1''}{3}$.

W KRAINIE LICZB

Świat liczb, choć tak nam bliski, jest jednak fantastyczną i niezbadaną przez nas do głębi krainą. Każda liczba lub cyfra ma swoją wymowę, swoją wartość i treść.

Za pomocą dziesięciu niepozornych znaczków 1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8, 9, 0 możemy napisać ile kilometrów dzieli Warszawę od Paryża, jak wielki jest promień ziemi, oraz jak mała jest masa atomu.

Liczby posiadają podobno wielką siłę magiczną. Np. 13 przynosi jednym ludziom szczęście — innym natomiast i to ogromnej większości — nieszczęście. Dlatego „feralna 13" jest wyrażeniem przysłowiowym. Również liczba 7 jest liczbą, posiadającą ponoć tajemniczy wpływ na życie ludzkie. Już starożytni wskazywali na to, że co siedem lat zmienia się charakter człowieka, że po siedmiu latach tłustych, następuje siedem lat chudych itp.

Albo uświadomijmy sobie jaką odrazą napawa ucznia liczba 2 — „wstrętna dwója", a jaką radość wywołuje 5!

A weźmy kopciuszka spośród liczb: zapomniane, pogardzane, nic nieznaczące zero, którego nie znajdziemy pośród cyfr rzymskich, ani innych. Gdyby nie ono — niby nie posiadające żadnej wartości, do dnia dzisiejszego nie znalibyśmy naszego dziesiętnego systemu liczenia i zamiast pisać rok 1948, pisalibyśmy MCMXLVIII i liczbę MDCCXLII mnożylibyśmy przez liczbę DCCXLVII, chyba przez tydzień. Stąd widać, że Rzymianie ani Grecy, którzy nie znali zera i naszego dziesiętnego systemu liczenia nie mogli rozwiązywać szybko zawiłych zagadnień matematycznych.

A czym byłaby każda z współczesnych nauk, zwłaszcza fizyka i technika, gdyby nie mogła sprawnie posługiwać się liczbami? Ani bowiem wnikliwe badania, ani prawdziwe poznanie zjawisk nie byłoby wówczas osiągalne!

* * *

Każdy z nas od dzieciństwa miał styczność z liczbami, a mimo to zapewne nie wie, że świat liczb kryje w sobie moc osobliwych niespodzianek. Oto kilka z nich:

1) Napiszmy obok siebie po kolei cyfry od 1 do 9; otrzymaną liczbę pomnóżmy przez 9 i dodajmy do niej 10. Jako wynik zjawi się liczba złożona z samych (dziesięciu) jedynek

$$123456789 \cdot 9 + 10 = 1111111111.$$

2) Ktoby przypuszczał jak się tworzy taki magiczny stos:

$$\begin{aligned}
1 \cdot 8 + 1 &= 9\\
12 \cdot 8 + 2 &= 98\\
123 \cdot 8 + 3 &= 987\\
1234 \cdot 8 + 4 &= 9876\\
12345 \cdot 8 + 5 &= 98765\\
123456 \cdot 8 + 6 &= 987654\\
1234567 \cdot 8 + 7 &= 9876543\\
12345678 \cdot 8 + 8 &= 98765432\\
123456789 \cdot 8 + 9 &= 987654321
\end{aligned}$$

3) Czy domyślisz się, że:

$$9 \cdot 9 = 1 + 2 + 3 + 4 + 5 + 6 + 7 + 8 + 9 + 8 + 7 + 6 + 5 + 4 + 3 + 2 + 1$$

4) A czy nie będziemy zdumieni, tak jak szach perski, który miał dać w nagrodę wynalazcy gry w szachy „zaledwie" tyle ziarn psze-

nicy, ile wyniesie suma, gdy na pierwsze pole szachownicy położymy 1 ziarno, na drugie 2, trzecie 4, czwarte 8 itd. Pól jest 64; i okaże się, że trzeba dać

18 446 744 073 709 551 612 ziarn,

czyli tyle zboża, ile się nie rodzi nawet na całym świecie.

5) Wiemy, że równik posiada około 40 milionów metrów długości. Przypuśćmy, że opasuje on kulę ziemską tak, jak obręcz beczkę. Jeśli byśmy tę obręcz — równik zwiększyli np. o 10 metrów, wówczas między ziemią — beczką, a równikiem — obręczą wytworzyłby się pewien luz.

Powstaje pytanie — czy przez ten luz prześlizgnęłaby się mucha? — Odpowiedź: „chyba nie!" A jednak rachunek odpowie inaczej! Oto rozwiązanie: długość powiększonego równika jako obwód koła wynosi $2\pi R$, długość rzeczywistego równika $2\pi r$; stąd zależność

$$2\pi R - 2\pi r = 10 \text{ m}; \quad 2\pi (R - r) = 10 \text{ m};$$

$$R - r = \frac{10}{2\pi} \text{ m} = 1{,}6 \text{ m},$$

czyli nie tylko mucha się prześlizgnie, ale przejdzie również normalny człowiek, schyliwszy głowę.

6) Napiszmy jakąkolwiek liczbę; pomnóżmy ją przez 9; zsumujmy cyfry wyniku — otrzymamy zawsze 9; czy to nie dziwne? —

$$12 . 9 = 108; \quad 1 + 0 + 8 = 9; \quad 324 . 9 = 2916;$$
$$2 + 9 + 1 + 6 = 18; \quad 1 + 8 = 9.$$

7) A czy wiecie jaka jest największa liczba, którą można napisać przy pomocy trzech cyfr? —

$$9^{9^{9}}$$

To jest liczba, która posiada 369 693 100 znaków, zaczyna się cyframi 428 124 773 175 7447.... a kończy cyframi 89 Jakie są cyfry po środku jeszcze, o benedyktyńskiej cierpliwości, matematycy nie obliczyli. Wyliczyli natomiast że liczba ta napisana w jednym szeregu posiadałaby długość 1500 km, co stanowi 70 ksiąg 400 stronicowych.

* * *

Z podanych przykładów wynika prosty wniosek: świat liczb jest pociągający i tajemniczy, dlatego z liczbami należy postępować bardzo ostrożnie, gdyż mimo, że służą one do liczenia, są jednakże... „nieobliczalne".

H. Chm.

POMYSŁY I WSKAZÓWKI PRAKTYCZNE

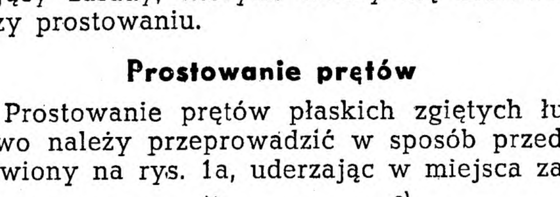
UWAGI O PROSTOWANIU PRĘTÓW STALOWYCH I BLACH

Prostowanie prętów i blach jest zagadnieniem o dużym znaczeniu praktycznym. Niestety zagadnienie to nie zostało w literaturze technicznej prawie wcale zaakcentowane. Nie można nigdzie znaleźć wskazówek, któreby mogły pomóc w pokonywaniu trudności, na jakie wykonawca zawsze natrafia i rozwiązuje je więcej lub mniej szczęśliwie.

Poruszam to zagadnienie w przeświadczeniu, że pobudzi to zainteresowane osoby do podzielenia się z ogółem warsztatowców swymi doświadczeniami. Ze swej strony postaram się przedstawić chociaż w sposób niewyczerpujący zasady, którymi należy się kierować przy prostowaniu.

Prostowanie prętów

Prostowanie prętów płaskich zgiętych łukowo należy przeprowadzić w sposób przedstawiony na rys. 1a, uderzając w miejsca zaznaczone strzałką, przy równoczesnym przesuwaniu pręta naprzód.

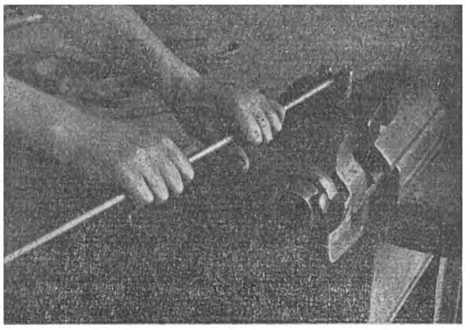


Rys. 1.

Prostowanie płaskowników, powyginanych w płaszczyźnie szerszego boku, przeprowadza się, uderzając w miejsca wklęsłe, tak jak to pokazuje rys. 1 b.


Rys. 2.

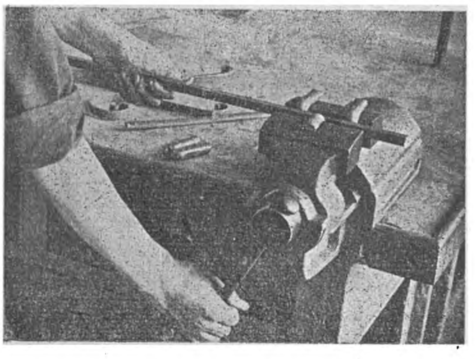
Płaskowniki wygięte tak, że tworzą powierzchnię śrubową, można prostować w sposób pokazany na rys. 1 c (uderzać młotkiem w pobliżu boku wzniesionego do góry, poza brzegiem kowadła) bądź też przez skręcanie w imadle (rys. 2).



Rys. 3.

Przedmioty słabo hartowane można prostować przy pomocy imadła (rys. 3, 4 i 5) lub przez uderzanie młotkiem, przy czym odpowiednie do tego celu młotki przedstawia rys. 6 a i 6 b.

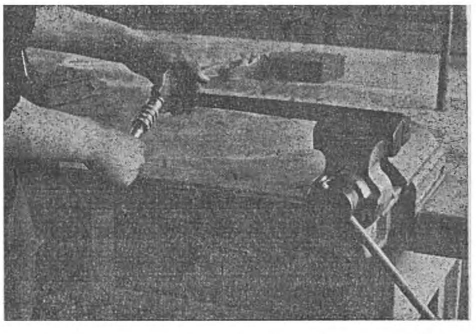
Do prostowania przedmiotów okrągłych należy używać młotka wg rys. 6 a, (krawędź prostoliniowa), a do przedmiotów płaskich,



Rys. 4.

młotka wg rys. 6 b (krawędź łukowa). Krawędź młotka o promieniu 1 mm powinna być gładka, dobrze wypolerowana. W zależności od rodzaju wykonywanej pracy ciężar młotka waha się w granicach od 0,2 do 1 kG.

Przedmioty hartowane prostujemy na podkładkach hartowanych. Uderzać młotkiem należy po powierzchni wklęsłej w sposób pokazany na rys. 7.



Rys. 5.

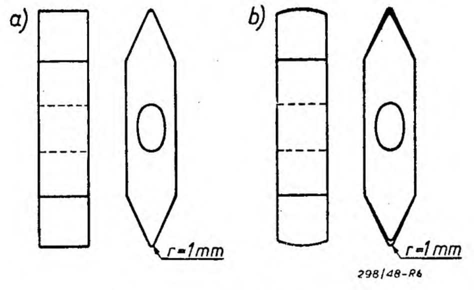
Prostowanie przedmiotów hartowanych może się odbywać również przez podgrzewanie w sposób pokazany na rys. 8.

Prostowanie blachy

Nierówności blachy mogą być 2 rodzajów: a) zgięcie i b) wypukłość.

Blachy zgięte prostujemy przez uderzanie młotkiem wzdłuż zgięcia, przy czym blacha położona jest na płycie metalowej. Blachy o grubości do 1 mm prostujemy młotkiem drewnianym, a powyżej 1 mm, młotkiem stalowym.

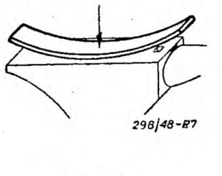
Wypukłości blachy mogą być 2 rodzajów:
1) wypukłość częściowa, w języku warsztatowym t. zw. „półpukiel", z brzegu blachy (rys. 9 miejsce *A*); wypukłość taka powstaje np. przez uderzanie młotkiem przy brzegu blachy. Na skutek bowiem uderzeń powstają miejscowe wydłużenia,



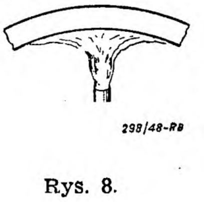
Rys. 6.

2) wypukłość pełna t. zw. „pukiel" *B* (rys. 10) jest to wzgórek dalej od brzegu, powstały na skutek uderzenia młotkiem w miejsce oddalone od brzegu.

Wypukłości częściowe i pełne (pukle i półpukle) mogą powstawać również na skutek wadliwego walcowania blachy, lub niewłaściwego jej magazynowania.

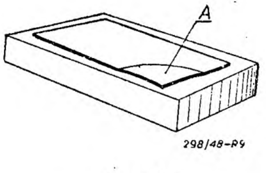


Rys. 7.

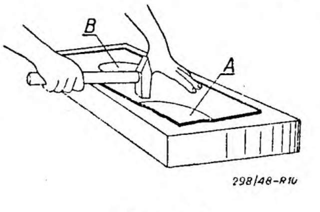


Rys. 8.

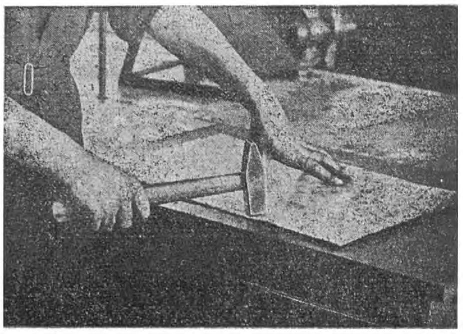
Celem usunięcia wypukłości umieszczamy blachę na równej płycie; lewą ręką przytrzymujemy blachę, prawą zaś uderzamy po



Rys. 9.



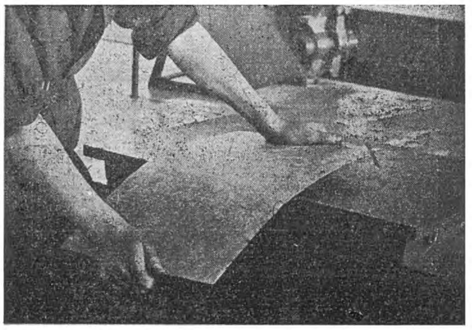
Rys. 10.



Rys. 11.

liniach prostych w miejscach poza puklem wzdłuż linii prostych do siebie równoległych. Następnie zmieniając kierunek czynimy to samo. Czynności te przeprowadzamy tak długo aż nastąpi takie rozszerzenie materiału jakie jest w jednym z najbardziej wydłużonych pukli czy też półpukli. Można też uderzać w pukle i półpukle tak, aby nastąpiło spęczenie ich.

Nie zawsze jest możliwe określenie miejsc, w których znajdują się wypukłości. Blachę wtedy umieszczamy na równej płycie, lewą ręką dociskamy ją do płyty, prawą zaś uderzamy stalowym młotkiem równomiernie we wszystkich kierunkach wzdłuż linii prostych do siebie równoległych.



Rys. 12.

Blacha umieszczona na równej płycie na skutek swej falistości miejscami przylega do powierzchni płyty. Młotkiem będziemy uderzać w miejsca, które do płyty przylegają: w tych miejscach będzie następować wydłużanie blachy, zaś uderzanie w miejsca, które do płyty nie przylegają będzie powodować spęcznienie. W rezultacie blacha będzie się prostować. O ile zauważymy, że brzegi blachy są proste, a blacha całą swą powierzchnią do płyty nie przylega to będzie dowodem, że środek blachy jest za bardzo rozklepany. O ile zaś brzegi są faliste i nie pozwalają się wyprostować będzie to wskaźnikiem, że środek należy więcej rozklepać (rys. 11).

Usuwanie wypukłości cienkiej blachy odbywa się przez kilkakrotne jej przeciąganie dociskając blachę do równej krawędzi płyty (rys. 12).

Usuwanie wypukłości może być również dokonane przez wielokrotne jej zginanie z obu stron (rys. 13).

Sprawdzanie prostowanej blachy

Blacha prosta powinna całkowicie przylegać do równej powierzchni płyty. Przy postawieniu blachy prostej na płycie i nagłym opuszczeniu (rys. 14), prosta blacha nie wydaje w chwili zderzenia z płytą metalicznego dźwięku.

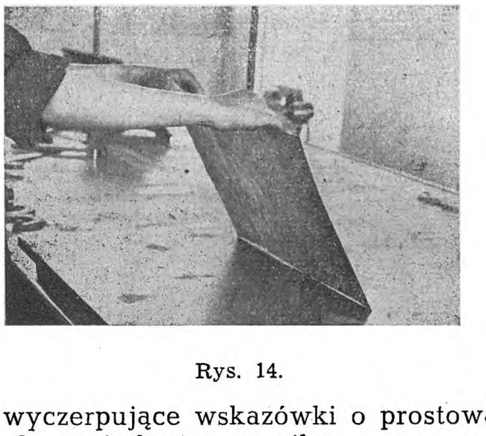


Rys. 13.

Jeżeli falistą blachę położymy na równej płycie, przytrzymując ją lewą ręką, a prawą będziemy uderzać po powierzchni stalowym młotkiem, to od tych uderzeń falistość blachy zacznie się zmieniać.

Zmiana falistości blachy może odbywać się w ten sposób, że falistości będą zanikały t. j. blacha będzie się prostować lub też powstaną jeszcze większe nierówności.

Obserwacja zmian falistości blachy podczas uderzania jest jednym z najważniejszych warunków powodzenia podczas prostowania. Od wykonawcy wymaga się skupienia uwagi, spostrzegawczości, cierpliwości, sumienności i umiejętności wczucia się w przebieg wykonywanej pracy, gdyż inaczej nawet najbar-



Rys. 14.

dziej wyczerpujące wskazówki o prostowaniu nie dadzą pożądanego wyniku.

Filip Podmiotko
nauczyciel zawodu obróbki ręcznej metali.

BIBLIOGRAFIA

Prof. dr inż. M. T. Huber. TEORIA SPRĘŻYSTOŚCI, Tom I. Nakładem Polskiej Akademii Umiejętności. Format B5. Stron XVI + 387. Kraków, 1948.

Ukazał się I tom od dawna oczekiwanej przez polski świat techniczny pracy *prof. Hubera* pt. „Teoria sprężystości", obejmujący następujące rozdziały: I. Stan odkształcenia. II. Stan napięcia. III. Wzajemna zależność między stanem odkształcenia i napięcia w ciałach stałych. Podstawy teorii sprężystości. IV. Zagadnienia dwuwymiarowe teorii sprężystości we współrzędnych prostokątnych. V. Zagadnienia dwuwymiarowe we współrzędnych biegunowych. VI. Rozwiązania zagadnień dwuwymiarowych za pomocą funkcji zmiennej zespolonej. VII. Ogólne metody energetyczne. VIII. Rozchodzenie się siły z miejsca obciążonego. IX. Klasyczne zagadnienia trójwymiarowe elastostatyki. X. Skręcanie i zginanie prętów prostych. XI. Zastosowanie analogij matematycznych i metod energetycznych.

Dzieło *prof. Hubera* jest wynikiem kilkunastoletniej pracy naukowo-badawczej. Wykończenie i uzupełnienie jej przypadło na okres pierwszych czterech lat II. Wojny Światowej, spędzonych przez Autora w Warszawie pod okupacją niemiecką. Rękopis „Teorii sprężystości", ukończony w styczniu 1944 r., ocalał w podziemiach Zakładu Fizyki Politechniki Warszawskiej, dzięki temu, że Niemcy nie mogli dostać się do podziemi gmachu zburzonego bombami i dopełnić dzieła zniszczenia przez podpalenie. Ocalało więc i wyszło drukiem dzieło, które jest żywym i chlubnym dowodem niezłomnej postawy naszego świata naukowego w okresie okupacji i gorącym protestem przeciw głoszonym przez okupanta niemieckiego tezom o pierwotności i prostactwie polskiej kultury.

Dzieło *prof. Hubera,* jest podręcznikiem, odpowiadającym w pełni współczesnemu stanowi nauki i nie ustępującym pod względem głębi ujęcia tematu i jasności wykładu klasycznemu podręcznikowi *A. E. H. Love'a* „Treatise on the Theory of Elasticity". Obejmuje ono wszystko to, co jest potrzebne dla inżyniera-badacza oraz dla adeptów nauk technicznych, poświęcającvch się naukowym zagadnieniom stereomechaniki.

Profesorowi Huberowi dziękujemy za wspaniały dar, jakim obdarzył polski świat techniczny w 45-lecie Swej działalności naukowej.

A. T. T.

Prof. dr inż. Wacław Moszyński „PASOWANIA W BUDOWIE MASZYN NA TLE MIĘDZYNARODOWEGO UKŁADU TOLERANCYJ ŚREDNIC" Stron XII + 128 + 5 tablic. Format A5. Nakładem Instytutu Wydawniczego SIMP. Warszawa, 1948 r.

Właściwe posługiwanie się Polską Normą Tolerancyj średnic PN/N — 1 opartych na Międzynarodowym Układzie Tolerancyj, oraz prawidłowy dobór pasowań jest zagadnieniem, które nastręcza poważne trudności nie tylko początkującym technikom, ale i bardziej zaawansowanym pracownikom tych zwłaszcza gałęzi przemysłu, które ulegają modernizacji i przechodzą z prymitywnej produkcji jednostkowej do wytwarzania seryjnego lub masowego. Należy stwierdzić, że właściwy dobór pasowań wiąże się ściśle z ogólnym poziomem kultury technicznej i w znacznej mierze decyduje o jakości wyrobów (zamienność), a przede wszystkim o cenie tych wyrobów. Wskazane jest wobec tego, aby absolwenci szkół technicznych, wchodzący do przemysłu posiadali podstawowe wiadomości o pasowaniach, które powinny obejmować: 1) zaznajomienie się z układem tolerancyj i jego zasadniczymi właściwościami w taki sposób, aby studiujący, który zazwyczaj skłonny jest traktować normy tolerancyj jako zbiór przypadkowo dobranych tabel, mógł dopatrzeć się w nich logicznego związku i 2) pewną umiejętność doboru pasowań, która oczywiście musi być zdobyta drogą analizy jak najliczniejszych przykładów praktycznych, a nie na stosowaniu gotowych recept.

Takie były założenia pierwszego wydania omawianej książki, która ukazała się w r. 1929 p. t. „Pasowania w przemyśle". Książka ta w dużej mierze zaspakajała potrzeby szkolnictwa i początkujących konstruktorów, lecz szybko straciła aktualność, wobec zastąpienia polskiego układu tolerancyj, na którym została oparta, przez międzynarodowy układ (1933 r.). Nowy układ tolerancyj uwzględniały wydane następnie obszerniejsze prace *prof. Moszyńskiego,* będącego jednym z najwybitniejszych autorytetów w dziedzinie pasowań nie tylko w kraju, ale również na terenie międzynarodowym, a mianowicie: w 1934 „Zasady pasowań", w r. 1937 „Zasady tolerancyj" oraz w 1939 r. „Zasady wymiarowania i tolerowania rysunków maszynowych", nie licząc szeregu rozpraw opublikowanych przez niego w prasie technicznej. Wszystkie powyższe opracowania obszerne i postawione na wysokim poziomie technicznym nie zaspakajały dostatecznie potrzeb szkolnictwa i biur konstrukcyjnych, opierając się na zwięzłej książce, obejmującej w sposób przystępny całość tematu. Luka ta pogłębiła się obecnie dotkliwie na skutek całkowitego wyczerpania na rynku księgarskim wymienionych prac.

Wobec tego należy powitać z całkowitym uznaniem inicjatywę powtórnego wydania książki z r. 1929. W stosunku do pierwszego wydania posiada ona cały szereg zmian i uzupełnień, co tłumaczy zmianę jej tytułu.

W rozdziale I książka zaznajamia czytelnika z pojęciami zasadniczymi, jak wymiary nominalne i graniczne, odchyłki, tolerancje, określenie pasowań i ich rodzaje, zasady stałego otworu i stałego wałka, zamienności części, klasy dokładności itd.

W rozdziale II podane są zasady budowy układu międzynarodowego (a zarazem układu przyjętego przez Polski Komitet Normalizacyjny).

Czytelnik na podstawie kilku tablic i prostych zależności matematycznych jest w stanie obliczyć tolerancje wykonania w poszczególnych klasach i wielkości luzów lub wcisków, a przez to zapoznaje się z logiczną budową układu. Ponadto zapoznaje się z pasowaniami uprzywilejowanymi i złożonymi. W rozdziale III traktującym o zastosowaniu pasowań w budowie maszyn podane są główne wytyczne doboru pasowań i metody uzyskania zamienności części. Wskazówki wyboru paso-

wań łożysk ślizgowych poparte są metodami obliczania warunków tarcia płynnego. Podobnie autor podaje obliczenie pasowań wtłaczanych. Dalej w rozdziale tym znajdujemy zasady pasowań łożysk tocznych oraz wskazówki wyboru zasady stałego otworu lub stałego wałka. Znaczną część powyższego rozdziału zajmuje omówienie pasowań uprzywilejowanych w różnych gałęziach przemysłu oraz analiza praktycznych przykładów konstrukcyjnych zamieszczonych w dodatkowych tablicach, które stanowią cenne uzupełnienie książki. W zakończeniu wreszcie podano podstawy uproszczonego układu pasowań średnic.

W rozdziale IV autor podaje swą propozycję stworzenia uproszczonego układu tolerancji długościowych, przy czym omawia sprawy tolerancji wykonania powierzchni, wielkich luzów i pasowania płaszczyzn równoległych.

W rezultacie należy więc stwierdzić, że obfitość zawartego w książce materiału, przy dużej przejrzystości i jasności wykładu zaspokaja całkowicie potrzeby tych, którzy pragną przystąpić do zapoznania się z zagadnieniami pasowań, a jednocześnie i bardziej zaawansowany technik znajdzie w niej niejednokrotnie wiele cennych danych.

Wymieniając niewątpliwie zalety książki nie można pominąć drobnych jej usterek. W całej książce, z wyjątkiem dodatkowego właściwie, ostatniego rozdziału, brak jest powołania się na oficjalną normę tolerancyj PN/N—1, która powinna znajdować się jednocześnie w rękach każdego wkraczającego w tą dziedzinę. Wartość dydaktyczna umiejętności obliczania tolerancji i luzów jest niewątpliwa, ale powinna się łączyć z wprawą wyszukiwania ich bezpośrednio z normy. Ustęp poświęcony zasadom tarcia płynnego należy uważać za zbędny, gdyż z konieczności b. zwięzłe potraktowanie tego obszernego przedmiotu odbija się ujemnie na jego przejrzystości i ścisłości. W rezultacie trudno przypuszczać, aby czytelnik nie posiadający dodatkowego przygotowania zdołał sam przeprowadzić obliczenie, które by dało prawidłowe wyniki.

Podobna uwaga dotyczy przykładu obliczenia pasowań powierzchni płaskich (str. 116). W interesująco potraktowanym uzasadnieniu wyboru zasady stałego wałka lub otworu niezbyt wyraźnie podkreślona jest konieczność podziału w płaszczyźnie osiowej konstrukcji wykonanych w zasadzie stałego wałka. Może się to stać przyczyną nadmiernej skłonności początkującego konstruktora do wyboru zasady stałego wałka. Pewne wątpliwości nasuwa wprowadzenie do popularnej książki rozdziału o tolerancjach uproszczonych, które do chwili obecnej nie przestały być jeszcze zagadnieniem dyskusyjnym. Należy podkreślić staranność szaty zewnętrznej, która cechuje wszystkie wydawnictwa Instytutu Wydawniczego SIMP, co godne jest wysokiego uznania, zwłaszcza wobec obecnych trudności drukarskich. Trudności te stały się niewątpliwie przyczyną nieznacznej zresztą ilości błędów korekty jak np. wzór na str. 17, omyłki w tabl. XIII, XIX, XXIV i paru innych.

Wszystkie wyżej wymienione, podane tu dla ścisłości usterki nie przedstawiają istotnego znaczenia, wobec niewątpliwie wysokiej wartości książki. To też należy przypuszczać, że znajdzie ona szerokie rozpowszechnienie w biurach konstrukcyjnych, jak również w szkolnictwie. Popularność wykładu powoduje, że książka jest całkowicie dostępna (z wyjątkiem ustępu drukowanego petitem) dla uczniów liceów technicznych, choć szereg fragmentów może być z pożytkiem wykorzystany przez uczniów gimnazjów lub nawet szkół rzemieślniczych (zwłaszcza tablice przykładowe). Oczywiście książka ponadto odda duże usługi i studentom szkół wyższych.

W. S.

W sprawie książki „SILNIKI SPALINOWE NA STAŁYCH FUNDAMENTACH I OKRĘTOWE" otrzymaliśmy od Autora następujący list:

W związku z recenzją mojej książki pt. „Silniki spalinowe na stałych fundamentach i okrętowe" w zeszycie 7 — 8/48 czasopisma „Mechanik" pragnę podać kilka uwag i wyjaśnień.

Książka w obecnym wydaniu, będąca skrótem moich wykładów zawiera połowę materiału przygotowanego do druku. Oczywiście, z tej przyczyny istnieją pewne niedociągnięcia w układzie treści i rysunków oraz w wyczerpującym opisie niektórych zagadnień. Niestety, chochlik drukarski też mnie nie oszczędził mimo wielokrotnej korekty, wobec czego musiałem do książki dołączyć stosunkowo dużą erratę.

Odnośnie wzoru Lloydu na str. 22 komunikuję, iż zniekształcenie sensu wzoru spowodował błąd drukarski, zaznaczony zresztą w erracie. Zamiast n wydrukowano n_m. Prawidłowa postać wzoru jest następująca:

$$n = \frac{n_m}{\sqrt{N_e}} = \frac{1}{\sqrt{N_e}} (22 \, . \, v^2 - 350 \, . \, v + 5300) \text{ obr/min}$$

Jeżeli więc zastosujemy przykład liczbowy przytoczony w recenzji — wyznaczenie najkorzystniejszej liczby obrotów silnika bezpośrednio złączonego z główną śrubą okrętową, ze względu na jej największą sprawność, dla mocy 10000 KM i szybkości okrętu 20 węzłów— otrzymamy:

$$n = 71 \text{ obr./min.}$$

Dla tej samej szybkości okrętu i mocy 3000 KM, liczba obrotów będzie już wynosiła ok. 130 na min, a dla 2000 KM nawet ok. 160 na min.

Wzór wyprowadzony empirycznie znajdujemy w obszernych publikacjach Zakładów *Sulzera*, między innymi również w broszurce „Puissance approximative necessaire à la propulsion d'un navir". Sulzer Freres, Soc. An, Winterthur, Suisse 1947.

Jestem bardzo wdzięczny za cenne uwagi poczynione w recenzji i szczegółowe przestudiowanie mej pracy, co wobec wielkiej ilości wzorów matematycznych w tekście wymagało dużo czasu.

Uwagi będą przyczynkiem do ulepszenia, a przede wszystkim rozszerzenia dzieła w następnym wydaniu. Nasze pięćset kilometrowe wybrzeże morskie i nasze motorowce wymagają dla swej obsługi wyczerpujących pouczeń. Krytyka mojej pracy, stanowiącej pierwsze wydawnictwo tej treści w języku polskim, jest dla mnie bardzo pożądana i cenna.

Z poważaniem.

Prof. inż. Kazimierz Szawłowski

Kraków, wrzesień 1948.

Inż. Wincenty Czerwiński PODRĘCZNIK WARSZTATOWY. Część I „Początki ślusarstwa". Wydanie I. Format A5. Stron 108, rysunków 141. Państwowe Zakłady Wydawnictw Szkolnych. Warszawa 1947.

Podręcznik napisany jest ciekawie. Autor opisując narzędzia i czynności ślusarskie nie nuży czytelnika, układ książki dostatecznie przejrzysty. Omówienie poszczególnych czynności jest jednak zbyt powierzchowne. Autor nie podaje bowiem w sposób metodyczny opisu wykonania każdej czynności, ani sposobów unikania lub poprawiania błędów, jakie popełnia początkujący ślusarz; zbyt często ogranicza się do zanotowania faktu, że pewien rodzaj pracy ślusarskiej istnieje lub że należy taką a taką czynność umieć wykonać, lecz nie podaje sposobu jej wykonania. Uczeń, rozpoczynający pracę w warsztacie ślusarskim, będzie więc w książce napróżno szukał potrzebnych wskazówek i z tego względu nadanie książce nazwy „Podręcznik warsztatowy" jest niewłaściwe.

Ślusarz, pracujący w dużym i średnim przemyśle różni się dziś zasadniczo od ślusarza - chałupnika i ślusarza, pracującego w drobnym przemyśle metalowym. Książka dostosowana jest raczej do szkolenia pracowników rzemiosła. Ślusarz potraktowany jest w niej jako jednostka, nie związana z zakładem wytwórczym.

Szkoda, że autor opisując narzędzia i zamieszczając rysunki nie uwzględnił wskazań normalizacji i jej roli w warsztacie. Rysunki, które w tego rodzaju pracy mają często podstawowe znaczenie przy wyjaśnianiu wielu zagadnień, nie są wykonane we właściwy sposób i mogą w wielu wypadkach wprowadzić w błąd czytelnika.

P. P.

J. Perelman „MATEMATYKA NA WESOŁO" — przekład z rosyjskiego *inż. J. Hurwica*. Format A5, stron 159, rysunków 146. Prasa Wojskowa. Warszawa, 1948. Cena zł. 230.—

Bardzo ciekawa książka, stanowi zajmującą lekturę dla „dzieci" od lat 14 do 99, zawiera bowiem szereg miłych opowiadań, najrozmaitszych ciekawostek, paradoksów i łamigłówek z dziedziny matematyki i fizyki.

Choć nie ma w sobie nic z podręcznika, stanowić może jednak znakomite uzupełnienie i urozmaicenie szkolnych lekcyj matematyki oraz przyczynić się znakomicie do wzbudzenia zainteresowania matematyką, a poza tym przyczynić się może również do wyrobienia elastyczności umysłu i zdolności kombinowania.

Dzięki pomysłowemu ujęciu i barwnym opisom „Matematyka na wesoło" uczy bawiąc. Przekład *inż. J. Hurwica* bardzo dobry.

H. Chm.

CZASOPISMA NADESŁANE

Nr 7—8/48 czasopisma „BEZPIECZEŃSTWO I HIGIENA PRACY" poświęcony jest zagadnieniu oświetlenia miejsc pracy: *dr Maria Boguszewska* „Oko jako narząd widzenia", *Stanisław Michalski* „Fizjologia widzenia", *inż. Ignacy Baran* „Oświetlenie dzienne", *inż.-elektr. Roman Szalek* „Zasady oświetlenia elektrycznego", *inż. Ignacy Baran* „Oświetlenie luminescencyjne", *inż.-elektr. Roman Szalek* „Sztuczne światło dzienne". W dziale instrukcyjnym znajdujemy artykuły: „Barwa a praca", „Farby świecące", „Normy oświetlenia miejsc pracy", „Barwy butli gazowych", „Oświetlenie a wydajność pracy", „Oświetlenie a bezpieczeństwo pracy", „Zastosowanie barw w malowaniu pomieszczeń pracy".

„CZASOPISMO TECHNICZNE" Nr 1—2/48 zawiera m. in. artykuły: *inż. Stella-Sawicki* „Obliczenie belek ciągłych i ram metodą iteracji", artykuły polemiczne w związku z rozprawą *prof. dr inż. A. Langroda* „O hipotezach wytężenia" oraz *M. Jeżewski* i *L. Szklarski* „Ulepszona elektromagnetyczna metoda badania lin drucianych".

W zeszytach 6 i 7/48 czasopisma „MOTORYZACJA" ukazały się artykuły *inż. St. Czajkowski* „30 lat radzieckiego przemysłu samochodowego", *inż. L. Gronowski* „Akumulatorowe samochody we Francji", *inż. Stefan Świderski* „Krajowe panewki łożyskowe z ołowiubrązu", *R.* „Nowy polski samochód", *A. Woytyga* „Wpływ szybkości na zużycie materiałów pędnych i ogumienia", *A. W.* „Turbinowy silnik samochodowy", *David M. Storyteller* „Angielskie nowości samochodowe".

„PRZEGLĄD TECHNICZNY". W nr 15—16 i 17/48 zostały opublikowane artykuły: *inż. Henryk Golański* „Plan techniczny", *W. Czewyczełow* „Mechanizacja pracy w przemyśle radzieckim", *prof. inż. Witold Biernawski* i *Andrzej Sadowski* „Normalizacja gładkości powierzchni obrabianych skrawaniem", *inż Stanisław Pietkiewicz* „Zagadnienia biur konstrukcyjnych", „Drugi Międzynarodowy Kongres Techniczny", *W. Kasperowicz* „W sprawie organizacji ośrodka dokumentacji technicznej".

W czasopiśmie „POLITECHNIKA" nr 3 i 4/48 znajdujemy: *inż. Jerzy Piaskowski* „Krystaliczna budowa metali i stopów", *inż. Andrzej Siekierski* „Nowoczesne maszyny do liczenia", *inż. Piaskowski* „Struktura wiązań międzyatomowych ciał prostych i ich stopów", *inż. Tadeusz Schwartz* „Ogrzewanie pojemnościowe".

„WIADOMOŚCI PKN" ogłaszają w nr 5/48 artykuły: *dr inż. L. Krauze* „Uwagi o normalizacji metali nieżelaznych („kolorowych")", *mgr K. Wiśniewski* „Statystyczne metody kontroli produkcji" oraz normy mebli biurowych: „Stół biurowy o trzech szufladach", „Stolik pomocniczy", „Stół konferencyjny", „Biurko płytowe", „Stolik pod maszynę", „Szafa żaluzjowa na akty" i normy wyrobów z miedzi: katod, wlewków, blachy, taśm, drutu, rur.

„PRZEGLĄD MECHANICZNY". W nr 6/48 znajdujemy artykuły: *inż.-mech. Mieczysław Lesz* „Po konferencji Obrabiarkowo-Narzędziowej w Poznaniu", *prof. dr inż. M. T. Huber* „Wytrzymałość na obciążenia zmienne", *prof. dr inż. Adolf Langrod* „Teoria tarcia w świetle zjawiska zejścia pojazdu kolejowego z szyn", *prof. dr Zenobiusz Klębowski* „Współpraca inżyniera z fizykiem jako warunek do ożywienia postępu technicznego", *inż.-mech. Aleksander Rummel* „Wtrysk paliwa lekkiego w silniku samochodowym", *inż.-mech. Stefan Krassowski* „O interferencji zębów w przekładniach zębatych o wewnętrznym zazębieniu" oraz artykuły polemiczne w sprawie artykułu *prof. dr W. Burzyńskiego* „Moment".

W. Gr.

KRONIKA

KOMITET UPOWSZECHNIENIA KSIĄŻKI (KUK)

Na apel Pana Prezydenta Rzeczypospolitej w sprawie upowszechnienia książki wśród najszerszych mas społeczeństwa odpowiedziały z entuzjazmem wszystkie zainteresowane czynniki. Odzew ten jest sam przez się zrozumiały ze względu na doniosłość sprawy udostępnienia dobrej książki milionom robotników i chłopów w Polsce.

Rozszerzenie dotychczasowego kręgu czytelników książek da się osiągnąć przez dostarczenie wydawanej masowo dobrej, taniej książki — dostępnej dla wszystkich.

To też do najpilniejszych zadań Komitetu Upowszechnienia Książki należą:

1) skoordynowanie dotychczasowych wysiłków i kierownictwo akcją upowszechnienia książki,
2) opracowanie ogólnopaństwowego planu wydawniczego i warunków jego realizacji,
3) podjęcie za pośrednictwem istniejących instytucyj wydawniczych akcji, mającej na celu dostarczenie szerokim masom społeczeństwa taniej i dobrej książki.

Całą akcję organizuje i prowadzi Biuro Wykonawcze KUK przy współpracy najpoważniejszych instytucyj wydawniczych, przygotowując pierwszą partię książek na jesień br.

Cena każdej książki zostanie obliczona bardzo nisko. Przewiduje się, że tom o objętości 250 stron kosztować będzie około 100 zł.

W akcji rozpowszechnienia książki wezmą udział Rady Narodowe, organizacje polityczne, społeczne, młodzieżowe, oświatowe itp.

Aby osiągnąć szybkie i sprawne rozpowszechnienie książek oraz jak najbardziej umożliwić dogodne ich nabycie, książki wydane na zlecenie KUK rozprowadzone będą wszystkimi dostępnymi sposobami, a więc w abonamentach indywidualnych bądź zespołowych, przez sieć biblioteczną oraz księgarską.

Dowodem, jak wielkie znaczenie przywiązują najwyższe czynniki do tego zagadnienia, jest uchwała Rady Ministrów z dnia 14.VII.1947 r. o powołaniu do życia Komitetu Ministrów do Spraw Kultury oraz uchwała Komitetu Ministrów do Spraw Kultury z dnia 8.III.1948 r., powołująca do życia Komitet Upowszechnienia Książki, jako państwowy czynnik koordynujący całą akcję, której celem jest realizacja uchwały Rady Państwa z dnia 8.III.1948 r. w sprawie upowszechnienia kultury.

W skład Komitetu Upowszechnienia Książki, działającego pod przewodnictwem Ministra Oświaty *Stanisława Skrzeszewskiego*, weszli następujący przedstawiciele instytucyj państwowych i społecznych: Podsekretarz Stanu *H. Jabłoński*, Członek Rady Państwa *H. Kołodziejski*, Minister *Cz. Nowiński*, Delegat Ministra Kultury i Sztuki Dyrektor *H. E. Michalski*, Profesor *S. Pieńkowski*, *Zofia Nałkowska*, Poseł *Władysław Bieńkowski*, Poseł *S. Ignar*.

Na czele Biura Wykonawczego KUK stanął *Dr. Stanisław Pazyra*, Dyrektor Państwowych Zakładów Wydawnictw Szkolnych. Jego niespożyta energia i bogate doświadczenie w dziedzinie wydawniczej, dają pełną rękojmię powodzenia akcji, zmierzającej do odbudowy kultury wśród najszerszych mas.

W myśl informacyj podanych przez Ministra *Stanisława Skrzeszewskiego* na Konferencji Prasowej w dniu 15 września br., Ministerstwo Oświaty otrzymało z funduszu inwestycyjnego 300 milionów złotych na ufundowanie 20.000 nowych bibliotek, po 50 książek. Dzięki temu książki, objęte akcją KUK będą tłoczone w nakładach po 50.000 egzemplarzy po cenie dostępnej dla najszerszych warstw.

Biuro Wykonawcze KUK (Warszawa, Pl. Dąbrowskiego 8, PZWS) udziela wszelkich informacyj w sprawach upowszechnienia książki, nadto prosi wszystkich zainteresowanych o wzięcie udziału w akcji, jak również o nadsyłanie własnych postulatów i projektów.

PZL — RZESZÓW PRZODUJĄCYM ZAKŁADEM

W niedawno zakończonym współzawodnictwie pracy między PZInż Ursus a PZL Rzeszów brało udział około 1000 pracowników.

Rywalizacja dała doskonałe wyniki, a mianowicie:

przekroczenie planu produkcji obu zakładów aż do 132 proc.,

znaczny wzrost zarobków robotniczych, sięgający od 14.000 do 49.000 zł.

wydatne, wynoszące ok. 12 proc. obniżenie kosztów własnych,

zakończyła się zdecydowanym zwycięstwem Zakładów Rzeszowskich, które uzyskały w ten sposób zaszczytny tytuł:

„Przodującego zakładu branży motoryzacyjnej".

Obecnie pracownicy PZL Rzeszów rozpoczęli nowy etap współzawodnictwa — wewnątrz własnego zakładu. Opracowano bardzo ciekawy regulamin, pozwalający na rywalizację indywidualną każdego pracownika z drugim kolegą. Każdy bowiem pracownik posiadać będzie własną „bazę startową", ustaloną na podstawie przeciętnej wydajności ostatnich dwu miesięcy.

KONGRES ORAZ WYSTAWA ZDROWIA PUBLICZNEGO I MIEJSKIEGO BUDOWNICTWA UŻYTECZNOŚCI PUBLICZNEJ W LONDYNIE

Kongres oraz Wystawa Zdrowia Publicznego i Miejskiego Budownictwa Użyteczności Publicznej odbędą się w Londynie od 15 do 20 listopada br.

Osoby pragnące wziąć udział w Kongresie, lub pragnące otrzymać bliższe informacje, proszone są o zwracanie się bezpośrednio do Biura Organizacyjnego Wystawy: Public Health and Municipal Engineering Congress and Exhibition. 68 Victoria Street, London SW. 1.

DAR STOWARZYSZENIA POMOCY ODBUDOWY POLSKI

(The Rebuilders of Poland Association).

Stowarzyszenie Pomocy Odbudowy Polski, pragnąc przyczynić się do odbudowy potencjału przemysłowego Polski, wydało pracę *inż. T. Maliszewskiego* „PRZYRZĄDY I UCHWYTY" z cyklu „Fundamenty Produkcji". Kilkadziesiąt egzemplarzy tego dzieła nadeszło do rozdziału w postaci daru pomiędzy szkoły i organizacje.

Ponieważ Stowarzyszenie Pomocy Odbudowy Polski jest instytucją społeczną, nie posiadającą żadnych agend dochodowych, przeto dochód ze sprzedaży reszty nakładu został przeznaczony na dalszą akcję pomocy. Książki można nabywać przez krewnych i znajomych, zamieszkałych w Ameryce, bezpośrednio w Stowarzyszeniu: The Rebuilders of Poland Associotion. 2635 Barlum Tower. Detroit 26, Michigan.

WIADOMOŚCI SIMP

OTWARCIE WIECZOROWEJ SZKOŁY INŻYNIERSKIEJ

W dniu 7.IX. rb. odbyła się uroczystość o doniosłym znaczeniu, a mianowicie otwarcie i rozpoczęcie roku szkolnego w *Wieczorowej Szkole Inżynierskiej SIMP*.

Dwuletnie starania i wysiłki Stowarzyszenia Inżynierów i Techników Mechaników Polskich, poparte przez przemysł, zostały uwieńczone pomyślnym wynikiem, a marzenia młodzieży pracującej urzeczywistnione.

Słuchacze Szkoły, zatrudnieni w różnych gałęziach przemysłu, pochodzą przeważnie z warstw robotniczych i chłopskich, dla których studia wyższe w okresie przedwojennym były bardzo utrudnione wobec konieczności zarobkowania.

Dziś mogą oni, nie rezygnując z pracy, uczęszczać do Wieczorowej Szkoły Inżynierskiej i na równi z młodzieżą kształcącą się w szkołach dziennych — uzyskać tytuł inżyniera.

Szkoła w obecnym stadium posiada 230 słuchaczy na dwóch wydziałach, a mianowicie: Mechanicznym i Elektrycznym z tym, że w przyszłości ilość wydziałów zostanie powiększona.

Mieści się ona i korzysta z urządzeń Szkoły Inżynierskiej im. Wawelberga i Rotwanda w Warszawie przy ul. Boboli 14.

Otwarcie Wieczorowej Szkoły Inżynierskiej nastąpiło w obecności przedstawicieli Zarządu Głównego SIMP, bratniej organizacji Stowarzyszenia Elektryków Polskich (SEP) i Przemysłu Metalowego.

Do zgromadzonych słuchaczy przemówił Rektor Szkoły *prof. Ludwik Uzarowicz*, zaznaczając, iż geneza powstania tej uczelni jest podobna do powstania Wolnej Wszechnicy z Wydziałem Mechanicznym, który został przekształcony w Towarzystwo Kursów Naukowych z wydziałami Mechanicznym i Elektrotechnicznym, następnie w Towarzystwo Kursów Technicznych (TKT), tak dobrze zasłużonej placówki naukowej, która po dziś dzień prowadzi kursy na poziomie licealnym.

Dalszym etapem kształcenia ludzi pracy jest dziś otwarta Wieczorowa Szkoła Inżynierska SIMP. Rektor *Uzarowicz* życzył słuchaczom pomyślnej pracy dla dobra Ojczyzny.

Następnie przemawiali Prezes SEP *dyr. Szymilin*, z ramienia Zarządu Głównego SIMP V-Prezes *dyr. R. Gdulewski*, z ramienia przemysłu metalowego *dyr. W. Gokieli*, wszyscy zgodnie podkreślając szczególnie ważne znaczenie Szkoły w chwili obecnej, kiedy odrodzony przemysł w Polsce Demokratycznej stawia przed nami wielkie zadania, wynikłe z długofalowych planów gospodarczych. Absolwentów Wieczorowej Szkoły Inżynierskiej, nie będzie potrzeba dopiero wprowadzać do przemysłu, gdyż oni z niego się wywodzą, pracując w dzień, a wieczorem uczęszczając do Szkoły.

Na zakończenie zabrał głos jeden ze słuchaczy, podkreślając znaczenie otwarcia Uczelni, która powstała jedynie dzięki obecnemu ustrojowi Państwa Polskiego, opartego na zasadach demokratycznych. Wychowa ona młodzież robotniczą i chłopską na dobrych inżynierów, dzielnych i świadomych obywateli.

Zarząd Główny SIMP życzy Szkole pomyślnego rozwoju, a jej słuchaczom dobrych wyników w nauce ku pożytkowi odbudowującego się Państwa Polskiego.

W SPRAWIE USTAWY O STOPNIU INŻYNIERA

W związku z licznymi zapytaniami Zarząd SIMP wyjaśnia:

W dniu 28 stycznia 1948 roku została uchwalona przez Plenum Sejmu Ustawodawczego ustawa o stopniu inżyniera. Ustawa ta w znacznym stopniu jest dziełem zorganizowanego świata technicznego. Na dziesiątkach zebrań tysiące uczestników inżynierów i techników wypowiedziało się co do postanowień nowej ustawy. Uchwały świata technicznego wpłynęły na tekst i postanowienia ustawy o stopniu inżyniera.

Ustawa została ogłoszona w Nr 17 Dziennika Ustaw R. P. z dnia 20 lutego 1947 r.

Według informacji Ministerstwa Oświaty w miesiącu październiku ma się ukazać w Dzienniku Ustaw rozporządzenie wykonawcze do ustawy o stopniu inżyniera.

Rozporządzenie wykonawcze zostało w ostatecznej formie już opracowane przez rzeczoznawców — prawników.

DO CZŁONKÓW SIMP

Biorąc pod uwagę zły stan finansowy Stowarzyszeń Naczelna Organizacja Techniczna zwróciła się do Zarządów Głównych Stowarzyszeń branżowych z propozycją podwyższenia miesięcznych składek członkowskich do kwoty zł. 100.

Ponieważ ustalenie wysokości składek członkowskich w myśl Statutu, należy do kompetencji Walnego Zjazdu Delegatów — przeto Zarząd Główny SIMP na plenarnym posiedzeniu w dniu 13 sierpnia br. postanowił zwrócić się z apelem do wszystkich członków Stowarzyszenia o dobrowolne opodatkowanie się kwotą zł. 100 miesięcznie tytułem składki członkowskiej (zamiast dotychczasowej zł. 50), z terminem od 1.IX.1948 r. do Walnego Zjazdu Delegatów, który definitywnie rozstrzygnie kwestię wysokości składek na najbliższą przyszłość.

W wypadku pozytywnego ustosunkowania się do powyższego apelu prosimy o przesłanie deklaracji pod adresem właściwego Oddziału lub Koła terenowego (Członkowie Oddziału Warszawskiego i Poza — Warszawskiego — pod adresem Zarządu Głównego SIMP).

APEL DO CZŁONKÓW ODDZIAŁU WARSZAWSKIEGO I POZA — WARSZAWSKIEGO

Zarząd Główny SIMP apeluje do wszystkich członków Stowarzyszenia, ażeby zgłosili się do współpracy w poszczególnych Sekcjach i Kołach Fachowych.

Biuro Zarządu Głównego SIMP — mieszczące się w Domu Technika przy ul. Czackiego 3/5 — czynne jest codziennie w godzianch od 9 do 15 oraz dodatkowo w poniedziałki, środy i piątki od godz. 15 do 18.

Tel. Sekretariatu 8-95-10 do 15 wewnętrzny 4.

Tel. Dyrektora Biura 8-95-10 do 15 wewnętrzny 5.

CZŁONKOWIE SIMP ZWERYFIKOWANI PRZEZ GŁÓWNĄ KOMISJĘ KWALIFIKACYJNĄ

ODDZIAŁ WARSZAWA

1. Bodera Władysław, Włochy koło Warszawy, Kochanowskiego 3 m. 5.
2. Bońkowski Kazimierz, Warszawa, Lisowska 34 m. 2.
3. Car Czesław, Warszawa, Syryńska 22.
4. Czerwiński Jerzy, Warszawa, Widok 22 m. 27.
5. Dietrich Marceli, Warszawa, Gizów Nr 10 m. 4.
6. Drążkiewicz Jerzy, Warszawa, Grochowska 86 m. 21.
7. Harażny Jerzy, Warszawa, Hoża 42 m. 2.
8. Ferenc Bogusław, Warszawa, Kawęczyńska 241a.
9. Ferenc Henryk, Warszawa, Inżynierska 6 m. 2.
10. Ferenc Wacław, Warszawa, 45, Swarzewska 70.
11. Fonfara Jan, Warszawa, Wolska 82.
12. Hellich Tadeusz, Warszawa, Grochowska 281 m. 41.
13. Jędra Stefan, Warszawa, Asfaltowa 6 m. 36.
14. Kaniewski Mieczysław, Warszawa, Obozowa 79 m. 8.
15. Karulak Zygmunt, Warszawa, Słowackiego 5/13 m. 158.
16. Kędzierski Narcyz, Ursus koło Warszawy,, Pilsudskiego 22 m. 7.
17. Kirkor Andrzej, Warszawa, Rakowiecka 39a m. 16.
18. Kistelski Leszek, Warszawa, Al. Niepodległości 210.
19. Kowalczyk Jerzy, Warszawa, Józefów koło Otwocka, Ogrodowa 16.
20. Kostruski Antoni, Warszawa, Łochowska 44 m. 26.
21. Kubacki Eugeniusz, Warszawa, Mińska 35 m. 1.
22. Lisiak Stefan, Warszawa, Targowa 86 m. 50.
23. Łazarek Władysław, Pruszków, Zacisze 59.
24. Łupiński Władysław, Warszawa, Dmochowskiego 6 m. 4.
25. Majewski Romuald, Warszawa, Raszyńska 8 m. 9.
26. Mielczarski Mieczysław, Łowicz, Nowy Rynek 33.
27. Niepokojczycki Jerzy, Warszawa, Żelazna 36 m. 3.
28. Murza-Mucha Paweł, Warszawa, Górnośląska 7a m. 8.
29. Olszewski Aleksander, Włochy koło Warszawy, Krasińskiego 47.
30. Orlicki Tadeusz, Włochy koło Warszawy, Żeleńskiego 3.
31. Pawelec Józef, Warszawa, Ludwiki 8 m. 67.
32. Pichelski Kazimierz, Osada Michałowice, poczta Ursus.
33. Pokorski Wacław, Osada Zielona, Zapolskiego 10, poczta Wesoła koło Warszawy.
34. Radomski Piotr, Rembertów, Wolność 9 m. 2.
35. Rosołowski Michał, Warszawa, Emilii Plater 8 m. 22.
36. Samoraj Władysław, Warszawa, Stalowa 39 m. 8.
37. Sanicki Tadeusz, Warszawa, Słowackiego 5/13 m. 40.
38. Siennicki Czesław, Pruszków, 3-go Maja 49.
39. Skaczkowski Janusz, Warszawa 45, Marymoncka 71 m. 15.
40. Stanis Henryk, Warszawa, Żelazna 43 m. 3.
41. Szymański Tadeusz, Warszawa, Stalowa 47 m. 15.
42. Tarnowski Mikołaj, Warszawa, Al. Wyzwolenia 58 m. 24.
43. Urbański Wacław, Marysin Wawerski pod Warszawa, Al. Potockich 34.
44. Wieckiewicz Stanisław, Warszawa, Grochowska 282 m. 34.
45. Wojciechowski Józef, Warszawa-Żoliborz, Śmiała 32.
46. Żurakowski Bronisław, Warszawa-Okęcie, Instytut Techn. Lotn.
47. Żółkowski Witold, Warszawa, Grójecka 39 m. 21.

ODDZIAŁ POZNAŃSKI

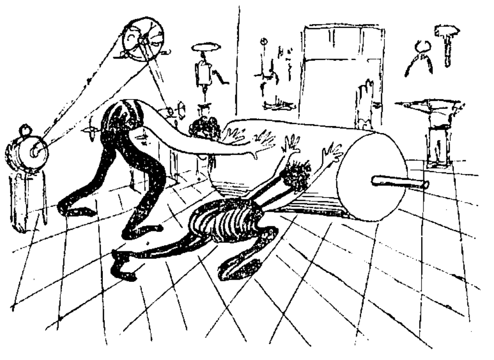
1. Balcerak Józef, Poznań, Wiśniowa 73 m. 6,
2. Brzeski Andrzej, Poznań Krańcowa 15,
3. Brzeziński Konstanty, Poznań Jędrzejowska 43/1,
4. Bukowski Stanisław, Poznań, Gen. Sikorskiego 15/3,
5. Florkowski Zenon, Poznań, Olchowa 1/6.
6. Gutowski Janusz, Poznań Łanowa 17/9,
7. Hoffman Marian, Poznań Makowa 18/4,
8. Janaszewski Andrzej, Poznań Marcinkowskiego 22,
9. Klabecka Izabella, Poznań Dworkowa 9,
10. Korzun Arseniusz, Poznań Zakret 12/1,
11. Link Kazimierz, Poznań Saperska 26.
12. Materny Marian, Poznań Krańcowa 15,
13. Mielczarek Stefan, Al. Marcinkowskiego 22/15,
14. Mirek Ignacy, Poznań Warszawska 127,
15. Mroczek Ignacy, Poznań Mostowa 26/5,
16. Olszewski Wiktor, Poznań „Wagno" Zielona Góra, Towarowa 2,
17. Opertowski Paweł, Poznań Daszyńskiego 76a/12,
18. Ostrowski Sergiusz, Poznań Marszałka Focha 81/7,
19. Osięgłowski Zygfryd, Poznań Bożnicza 16/15,
20. Perz Marian Poznań, Dolna Wilda 8 8,
21. Prałat Tadeusz, Poznań Dębiec Świerkowa 12/13,
22. Rokicki Jerzy, Poznań W. Garbary 52/8,
23. Rudziewicz Kazimierz, Poznań Czerniejewska 4/7,
24. Rybak Józef, Poznań Daszyńskiego 76,
25. Ślusarski Antoni, Poznań Wielkopolska 29/10,
26. Śmiechowski Longin, Poznań Skarbowa 21/6,
27. Suchora Henryk, Poznań Sikorskiego 21,
28. Świderski Marcin, Poznań Karmelicka 1/18,
29. Symonowicz Marian, Poznań Daszyńskiego 136,
30. Szczepaniak Zbigniew, Poznań Pl. Bernardyński 1/9,
31. Szostak Czesław, Poznań Długosza 14/3,
32. Werner Stanisław, Poznań Marcinkowskiego 22,
33. Włoch Józef Bronisław, Poznań, Kossaka 14/6,
34. Wysłouch Wiktor, Poznań, Stablewskiego 16/5,
35. Zamiar Czesław, Poznań Kilińskiego 12/6.
36. Zborowski Zygmunt, Poznań Asnyka 3/3,
37. Zieliński Edward, Poznań Szyperska 1/20,
38. Zygman Alfons, Poznań Różana 21/12.
39. Machyna Marian, Poznań Wiszkienice 31/7.
40. Nowakowski Zdzisław, Poreba koło Zawiercia,
41. Orawski Stanisław, Poznań, Podkomorska 28,
42. Przysiecki Józef, Poznań Wiśniowa 79.
43. Rutkowski Jan, Pokiedzińska Kiszkowska 4,
44. Siejkowski Jan, Poznań Kolejowa 22.

ODDZIAŁ STARACHOWICE

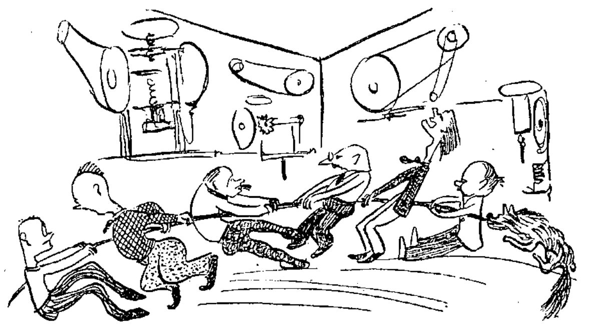
1. Bukowski Tytus, Starachowice, Warszawska 253 m. 1
2. Dudek Wiktor, Starachowice, Bohaterów 136.
3. Dusiński Jan, Starachowice, w. Orłowo, Nowa 17 m. 4.
4. Geras Antoni, Starachowice, Partyzantów 127.
5. Grabusiński Tadeusz, Starachowice, Kolonia Urzędnicza 172 m. 1.
6. Hohendorff Zygmunt, Starachowice, Zakłady Starachowickie.
7. Holewiński Stanisław, Starachowice, Francuska 248.
8. Kaszuba Kazimierz, Starachowice, Miła 15.
9. Kawczyński Karol, Starachowice, Związkowa 127 m. 1.
10. Kenig Zdzisław, Starachowice, Nowa 20.
11. Kiepas Franciszek, Starachowice, Górna Urzędnicza 124 m. 11.
12. Kosnichna Jan, Starachowice, Przykościelna 260 m. 2
13. Koszutski Józef, Starachowice, Zakłady Starachowickie.
14. Kowalczyk Władysław, Starachowice, Słowackiego 7a
15. Kucharski Adam, Starachowice, Partyzantów, Hotel Fabryczny.
16. Kulka Józef, Starachowice, Nowa 17.
17. Łojewski Bronisław, Starachowice, Spokojna 66.
18. Matyka Emilian, Łańcut Dolina 1.
19. Napiórkowski Jerzy, Starachowice, Fabryka Hamulców.
20. Nocoń Edward, Starachowice, Orłowo Nowa 17.
21. Olędzki Władysław, Starachowice, Partyzantów, Hotel Fabr.
22. Olkuśnik Seweryn, Starachowice, Partyzantów 127 m 10.
23. Orzeł Józef, Starachowice, Orłowo, Nowa 17 m. 14.
24. Osajda Jerzy, Starachowice, Hotel Fabryczny.
25. Ostrowski Witold, Starachowice, Nowa 17.
26. Przewłocki Stanisław, Starachowice, Partyzantów, Hotel Fabryczny.
27. Rechnia Jan, Starachowice, Szkoła Przemysłowa.
28. Rożnowski Henryk, Starachowice, Hotel Fabryczny.
29. Selim-Kubicki Marian, Starachowice, Hotel Fabr.
30. Skowroński Tadeusz, Starachowice, Hotel Fabr..
31. Sosnowski Jerzy, Starachowice, Warszawska 261 m. 1
32. Spyra Henryk, Starachowice, Partyzantów, Hotel Fabryczny.
33. Swiostek Stefan, Starachowice, Majówka 60.
34. Szafraniec Józef, Starachowice, Kolonia Mała Urzędnicza 167 m. 1.
35. Szucman Henryk, Starachowice, Kolonia Mała Urzędnicza 168.
36. Szumielewicz Władysław, Starachowice, Dolna 97.
37. Szymanowski Henryk, Starachowice, Kolonia Urzędnicza 156 m. 2.
38. Trzciński Adam, Starachowice, 3-go Maja 125 m. 2.

WESOŁY MECHANIK

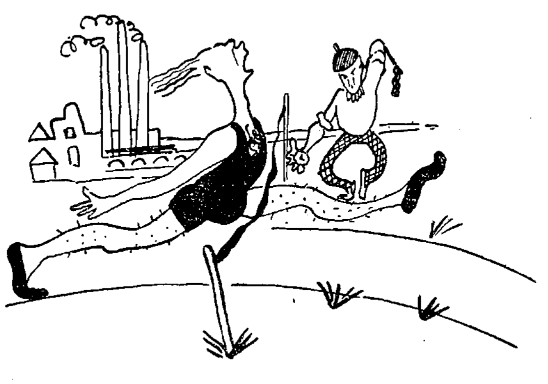
Ilustrowany Słownik Techniczny



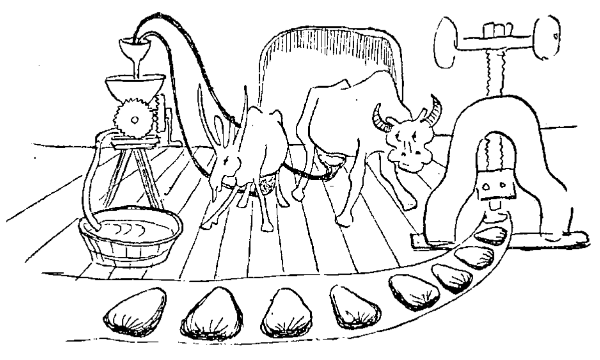
Toczenie



Przeciąganie



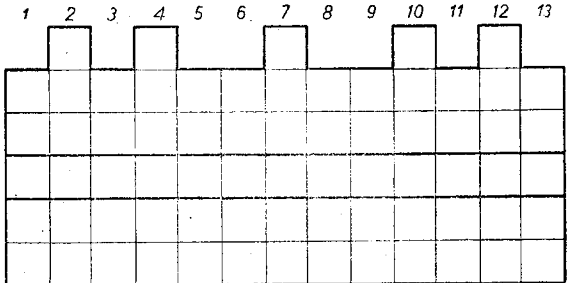
Superfinish



Produkcja seryjna.

ROZRYWKI UMYSŁOWE

Począwszy od zeszytu niniejszego wprowadzamy stały dział rozrywek umysłowych, opartych na tematach technicznych.



LOGOGRYF

W kolumny pionowe podanej figury należy wpisać wyrazy o następującym znaczeniu:

1. Część piłki, 2. obudowa silnika, 3. marka samochodowa, 4. rodzaje sprzęgieł, 5. prowadnica, 6. urządzenie unieruchamiające, 7. oprawka, 8. rodzaj obróbki plastycznej, 9. mocowadło, 10. urządzenie zabezpieczające, 11. część tokarki, 12. rodzaj noża tokarskiego, 13. rodzaj rysunku.

Środkowe litery, ujęte w obwódkę, dadzą rozwiązanie.

Za prawidłowe rozwiązanie zamieszczonego zadania redakcja przeznacza drogą losowania 3 cenne nagrody, w postaci książek technicznych, spośród własnych wydawnictw.

Rozwiązania należy nadsyłać do Redakcji czasopisma „Mechanik", Warszawa 32, ul. Dygasińskiego 34 do dnia 10 listopada br.

TREŚĆ 9 ZESZYTU:

CONTENTS for No 9

TABLE DES MATIERES de No 9

SODIERŻANJE Nr 9

WYDAWCA: INSTYTUT WYDAWNICZY SIMP — WARSZAWA

Kolegium redakcyjne: inż.-mech. Ignacy BRACH, inż.-mech. Heliodor CHMIELEWSKI, inż.-mech. Stanisław KUNSTETTER, inż.-mech. Kazimierz OCHĘDUSZKO, inż.-mech. Witold SZYMANOWSKI

Redaktor naczelny: inż.-mech. Adam Tadeusz TROSKOLAŃSKI

Zastępca Redaktora naczelnego: inż.-mech. Władysław GWIAZDOWSKI

Redaktor DZIAŁU ODLEWNICZEGO: prof. inż. Kazimierz GIERDZIEJEWSKI

Redaktor DZIAŁU SAMOCHODOWEGO: inż.-mech. ADAM MINCHEJMER

Redaktor WIADOMOŚCI SIMP: Eugeniusz MAŁKIEWICZ, Sekretarz Generalny SIMP

Adres Redakcji: Warszawa-Żoliborz, ul. Dygasińskiego 34

Redaktor przyjmuje w poniedziałki i środy w godzinach od 13 do 16 w siedzibie Redakcji przy ul. Dygasińskiego 34

Adres Administracji: Warszawa-Żoliborz, ul. Mickiewicza 18. Tel. 8-29-85. Administracja czynna codziennie od 9 do 15

Przedpłata kwartalna 300 zł. PKO Nr konta I-624 Cena zeszytu pojedynczego 150 zł.

Drukarnia Nr. 2, Spółdz. Wydawniczej „Czytelnik" Warszawa, Marszałkowska 3/5. B—62011